

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA**

Viviane Cassol Marques

**AURALIZAÇÃO DE UM SISTEMA VIBROACÚSTICO  
CONSIDERANDO A INFLUÊNCIA DOS GRAUS DE  
LIBERDADE DOS ACOPLAMENTOS**

Florianópolis

2010



Viviane Cassol Marques

**AURALIZAÇÃO DE UM SISTEMA VIBROACÚSTICO  
CONSIDERANDO A INFLUÊNCIA DOS GRAUS DE  
LIBERDADE DOS ACOPLAMENTOS**

Dissertação submetida ao Programa de  
Pós-graduação em Engenharia  
Mecânica da Universidade Federal de  
Santa Catarina para a obtenção do  
Grau de Mestre em Engenharia  
Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Arcanjo Lenzi

Florianópolis

2010

Catálogo na fonte pela Biblioteca Universitária  
da  
Universidade Federal de Santa Catarina

M357a Marques, Viviane Cassol

Auralização de um sistema vibroacústico considerando a influência dos graus de liberdade dos acoplamentos [dissertação] / Viviane Cassol Marques ; orientador, Arcanjo Lenzi. - Florianópolis, SC : 2010.

122 p.: il., tabs., graf.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui bibliografia

1. Engenharia mecânica. 2. Materiais compostos - Acústica. 3. Materiais compostos - Vibração. 4. Controle de ruído. I. Lenzi, Arcanjo. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU 621

Viviane Cassol Marques

**AURALIZAÇÃO DE UM SISTEMA VIBROACÚSTICO  
CONSIDERANDO A INFLUÊNCIA DOS GRAUS DE  
LIBERDADE DOS ACOPLAMENTOS**

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de “Mestre em Engenharia” Especialidade Engenharia Mecânica, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 20 de Dezembro de 2010.

---

Prof. Eduardo Alberto Fancello, Dr.  
Coordenador do Curso

---

Prof. Arcanjo Lenzi, Dr.  
Orientador

**Banca Examinadora**

---

Prof. César José Dechamps, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Júlio Apolinário Cordioli, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Roberto Jordan, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina



Dedico esta dissertação à minha Mãe  
Sirlei, pois sem seu apoio e amor não  
teria chegado até aqui.  
À memória de meu Pai João.





## **AGRADECIMENTOS**

A Deus;

Ao meu grande amor, Valterson, pelo apoio e incentivo em todos os momentos;

A minha mãe Sirlei, pela minha formação familiar e por todo amor que dedicou a mim durante toda a minha vida;

A minha irmã Luiza, pela amizade eterna;

A minha vizinha Elena, por todas as orações dedicadas;

A toda família pelo carinho sincero;

Ao professor e amigo Arcanjo, pela orientação e auxílio na conclusão do trabalho;

Ao Otávio e Olavo, por toda ajuda, auxiliando no aprendizado do software Ansys e experimentos, e principalmente por suas amizades;

Ao Pascal, pesquisador da Universidade de Aachen, pela troca de informações e ajuda na primeira parte do trabalho;

Ao Professor Julio A. Cordioli, pela ajuda oferecida e por disponibilizar a utilização do software VaOne enquanto estive no LVA.

Aos colegas e amigos da EMBRACO, pela convivência, troca de conhecimentos, aprendizado e amizade;

A CAPES, pelo apoio financeiro cedido durante parte do mestrado;

A UFSC e ao LVA, por me acolher este período de minha vida, levando-me ao crescimento intelectual e pessoal.



*“As Indagações*

*A resposta certa, não importa nada: o  
essencial é que as perguntas estejam  
certas.”*

Mario Quintana



## RESUMO

Com a crescente exigência do mercado no aumento do conforto acústico, várias empresas estão investindo em trabalhos que envolvem auralização e aplicação de conceitos psicoacústicos em seus produtos. Pensando neste conceito, a empresa Embraco de compressores iniciou um projeto para auralizar um frigobar através da análise dos principais caminhos de transferência de energia do sistema de refrigeração. Os primeiros resultados mostraram grandes variações em algumas bandas entre os valores de ruído total auralizado e os valores reais medidos. Estas dispersões devem-se a algumas simplificações feitas nas medições experimentais, entre elas a utilização de apenas três graus de liberdade ao invés dos seis graus de liberdade necessários para representar cada um dos pontos de acoplamento. Este trabalho visa esclarecer qual a importância dos graus de liberdade, o que acontece no ruído auralizado caso as impedâncias ou mobilidades e funções de transferência de cada um dos caminhos sejam calculados considerando translações e momentos e para os casos em que os momentos e/ou algumas das translações são retirados. Como o sistema de refrigeração é um sistema complexo que possui, por exemplo, materiais compostos, parafusos e borrachas que dificultariam a simulação numérica correta, resolveu-se utilizar um sistema vibroacústico simplificado. Formado por placas e chapas, que resumidamente é uma caixa com uma barra circular que fixa as duas laterais da caixa em um ponto central, onde a barra é presa à base da caixa por uma mola e também onde a estrutura é excitada. Para cada um dos caminhos de transferência serão calculadas as mobilidades e funções de transferência do sistema considerando as translações e os momentos nos pontos de conexão com a caixa utilizando seu modelo numérico em elementos finitos e elementos de contorno, a mola será representada por sua matriz quatro pólos.

**Palavra-chave:** *Auralização, Análise de Caminhos de Transferência, Matriz Quatro Pólos.*



## ABSTRACT

With the market demand to increase acoustic comfort, several companies are investing in the development of auralization and psychoacoustic concepts to their products. Thinking about this concept, Embraco compressors company started a project to auralize a refrigerator through the transfer paths analysis from the cooling system to the listener. The first results show variations, in some frequency bands, between the total noise auralized and the values measured and calculated. These dispersions are due to some simplifications made in the experimental measurements, including the use of only three degree of freedom instead of six degrees of freedom needed to represent each of the points of engagement. This work aims to clarify the importance of the degrees of freedom in the coupling points, what happens in the noise auralized when mobilities or impedances and transfer functions of each transfer paths are calculated using translations and moments and for cases in which the moments and / or some the translations are removed. As the refrigerator is a complex system that has, for example, composite materials, screws and rubber parts that make it difficult to simulate correctly, we decided to use a simplified vibroacoustic system formed by plates and beams, which is a short box with a circular bar fixing the two sides of the box in a central point, where the bar is attached to the bottom of the box by a spring and also where the structure is excited. For each transfer path mobilities and system transfer functions are calculated considering the forces and moments at points of connection with the case, using its finite element and boundary element numerical model, the spring will be represented by its four poles matrix.

**Keywords:** Auralization; Transfer Path Analysis; Four Pole Matrix.





## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Divisão entre fontes e caminhos. ....	26
Figura 2 – Corpo rígido linear. ....	31
Figura 3 – Mola linear. ....	32
Figura 4 – Amortecedor linear. ....	33
Figura 5 – Representação da mobilidade: (a) em função da frequência; (b) representação no plano complexo. ....	34
Figura 6 – Representação da impedância: (a) em função da frequência; (b) representação no plano complexo. ....	34
Figura 7 – Sistema mecânico com um grau de liberdade. ....	36
Figura 8 – Gráfico da mobilidade do sistema mecânico. ....	37
Figura 9 – Representação de um modelo simples. ....	38
Figura 10 – Corpos flexíveis conectados por um ponto rígido. ....	38
Figura 11 – Notação quatro pólos. ....	40
Figura 12 – Circuito elétrico linear. ....	42
Figura 13 - Método de medição dos parâmetros quatro pólos ....	42
Figura 14 – Corpos flexíveis conectados por um isolador em um único ponto. ....	43
Figura 15 – Ilustração da operação de convolução. ....	46
Figura 16 – Diagrama de blocos do sistema. ....	48
Figura 17 Equipamentos utilizados para medição de potência sonora em câmara reverberante ....	51
Figura 18 Posicionamento do compressor e refrigerador na câmara conforme norma ....	51
Figura 19 – Contribuição do compressor no ruído irradiado pelo sistema de refrigeração. ....	52
Figura 20 – Subdivisão ideal de um sistema de refrigeração ....	53
Figura 21 – Representação dos caminhos auralizados no frigobar. ....	54
Figura 22 – Circuito mecânico de uma fonte estrutural ligada à uma estrutura receptora. ....	56
Figura 23 - Esquema das medições necessárias. ....	57
Figura 24 – Mobilidade livre placa-base compressor. ....	57
Figura 25 – Mobilidade livre placa base compressor. ....	58
Figura 26 – Medições necessárias para finalizar o Caminho 1. ....	59
Figura 27 – Mobilidade livre placa-base sistema. ....	60
Figura 28 – Mobilidades placa base do sistema. ....	60
Figura 29 – Posição do ouvinte. ....	61
Figura 30 – Funções de transferência placa base do sistema. ....	62

Figura 31 – Experimento para medir os coeficientes da matriz quatro pólos.....	63
Figura 32 – Matriz quatro pólos do isolador.....	64
Figura 33 – Mobilidade tubo sucção do compressor.....	65
Figura 34 – Mobilidade tubos do compressor.....	65
Figura 35 – Mobilidade livre tubos do compressor.....	66
Figura 36 – Mobilidade livre dos tubos do sistema.....	67
Figura 37 – Funções de transferência tubos do sistema.....	68
Figura 38 – Fonte acústica.....	69
Figura 39 – Conferência da fase entre os alto falantes.....	69
Figura 40 – Fase entre os alto falantes.....	70
Figura 41 – Resposta do alto falante modelo 4HBWI280.....	70
Figura 42 – Esquema de medição e medição no topo da fonte.....	71
Figura 43 – Posição dos microfones para demais medições.....	71
Figura 44 – Resposta da fonte.....	72
Figura 45 – Medição da função de transferência de radiação direta.....	72
Figura 46 – Função de transferência da radiação direta.....	73
Figura 47 – Finalização das medições necessárias para auralização.....	74
Figura 48 – Medição dos sinais da fonte.....	75
Figura 49 – Primeiros testes pulsação, lado do sistema.....	75
Figura 50 – Primeiros testes pulsação, lado do compressor.....	76
Figura 51 – Fonte de pulsação.....	77
Figura 52 – Experimento para medição da pulsação.....	77
Figura 53 – Funções de transferência da pulsação.....	78
Figura 54 – Contribuição de cada caminho de transferência.....	79
Figura 55 – Montagem para medição da força bloqueada.....	80
Figura 56 – Comparação entre ruído real e ruído auralizado.....	80
Figura 57 – Sistema vibroacústico completo.....	81
Figura 58 – Exemplo de cordão de solda.....	82
Figura 59 – Peças da parte inferior do sistema.....	83
Figura 60 – Fonte do sistema vibroacústico.....	83
Figura 61 – Caminhos de transferência do sistema vibroacústico.....	84
Figura 62 – Elemento de casca SHELL181.....	86
Figura 63 – Modelo da caixa em elementos finitos.....	88
Figura 64 – Forma modal da primeira frequência de ressonância 33Hz.....	88
Figura 65 – Segundo modo de vibração, 40 Hz.....	88
Figura 66 – Terceiro modo de vibração, 72 Hz.....	89
Figura 67 – Elemento PIPE16.....	90
Figura 68 – Experimento para calcular a rigidez longitudinal da mola.....	91

Figura 69 – Modelo numérico completo. ....	91
Figura 70 – Medição dos dados experimentais utilizados para ajuste do modelo numérico. ....	92
Figura 71 – Comparação do deslocamento no centro da barra circular do modelo real versus modelo numérico. ....	93
Figura 72 – Comparação do deslocamento na lateral esquerda da caixa do modelo real versus modelo numérico. ....	93
Figura 73 – Modelo do sistema vibroacústico completo. ....	95
Figura 74 – Caminho 1. ....	96
Figura 75 – Medição da matriz quatro pólos da mola. ....	97
Figura 76 – Coeficientes da matriz quatro pólos. ....	97
Figura 77 – Dados de entrada para calcular o novo valor de F2 ....	98
Figura 78 – Novo valor de F2. ....	99
Figura 79 – Cálculo da irradiação sonora para a base da caixa ....	100
Figura 80 – Pressão sonora irradiada devido ao caminho 1. ....	100
Figura 81 – Acoplamento do nó lateral utilizando o comando CP. ....	101
Figura 82 – Comparação deslocamentos no ponto de acoplamento na lateral direita. ....	102
Figura 83 – Cálculo da irradiação sonora para a lateral direita. ....	102
Figura 84 – Forma como a rotação foi aplicada no modelo numérico. ....	103
Figura 85 – Irradiação sonora do caminho 2 para cada um dos graus de liberdade. ....	104
Figura 86 – Comparação deslocamentos no ponto de acoplamento na lateral esquerda. ....	105
Figura 87 – Irradiação sonora do caminho 2 para cada um dos graus de liberdade. ....	105
Figura 88 – Graus de liberdade medidos nos caminhos do sistema. ...	107
Figura 89 – Representação da Transformada de Fourier, FFT e IFFT .	108
Figura 90 – Comparação sistema completo e auralizado ....	109
Figura 91 – Contribuição de cada caminho no ruído total do sistema. ....	109
Figura 92 – Contribuição de cada grau de liberdade para o caminho 2 – Lateral Direita. ....	110
Figura 93 – Cálculo da contribuição do caminho 2 considerando somente alguns graus de liberdade. ....	111
Figura 94 – Contribuição de cada grau de liberdade para o caminho 3 – Lateral Esquerda. ....	112
Figura 95 Cálculo da contribuição do caminho 3. ....	112
Figura 96 Contribuição das rotações no ruído total irradiado pelo sistema. ....	113
Figura 97 – Direções que mais contribuem no ruído irradiado pelo sistema. ....	115



## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 – Dados utilizados no modelo da caixa. ....	87
Tabela 2 – Comparação frequências de ressonância numérica e experimental. ....	89
Tabela 3 – Novos dados utilizados no modelo da caixa.....	92
Tabela 4 – Linhas de comando para acoplamento dos nós das laterais da caixa. ....	95



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

### Alfabeto Latino:

$f$	Frequência	[Hz]
$k$	Rigidez da mola	[N/m]
$m$	Massa	[Kg]
$c$	Coeficiente de Amortecimento	[N.s/m]
$C_c$	Coeficiente de Amortecimento crítico	[N.s/m]
$V$	Tensão	[V]
$Y$	Mobilidade	[m/s.N]
$Z$	Impedância	[N.s/m]
$F$	Força	[N]
$v$	Velocidade	[m/s]

### Alfabeto Grego:

$\alpha$	Coeficiente da matriz quatro pólos	
$\omega$	Frequência angular	[rad/s]
$\varepsilon$	Coeficiente de amortecimento	

### Funções:

$\delta(t)$	Delta ou Delta de Dirac
$h(t)$	Resposta impulsiva do sistema linear invariante no tempo
$H(\omega)$	Transformada de Fourier da função $h(t)$

### Operadores:

$\sim^*$	Conjugado complexo
$\sim$	Valor complexo
$*$	Convolução
$Re\{\}$	Parte real do valor complexo





## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>25</b>
1.1 MOTIVAÇÃO .....	27
1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO .....	28
<b>2 CONCEITOS BÁSICOS EM TRANSMISSÃO DE ENERGIA E AURALIZAÇÃO.....</b>	<b>29</b>
2.1 REPRESENTAÇÃO DA MOBILIDADE E IMPEDÂNCIA .....	29
2.2 IMPEDÂNCIA E MOBILIDADE DE ELEMENTOS CONCENTRADOS .....	31
2.2.1 Massa .....	31
2.2.2 Mola .....	32
2.2.3 Amortecedor .....	33
2.3 ACOPLAMENTO DE ESTRUTURAS PELO MÉTODO DA MOBILIDADE .....	37
2.4 MATRIZ QUATRO PÓLOS .....	40
2.4.1 Método de medição dos parâmetros quatro pólos.....	42
2.5 AURALIZAÇÃO .....	44
2.5.1 Convolução .....	45
2.6 ANÁLISE DE CAMINHOS .....	47
<b>3 AURALIZAÇÃO DE UM REFRIGERADOR.....</b>	<b>51</b>
3.1 DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DAS FUNÇÕES DE RESPOSTA EM FRERQUÊNCIA .....	55
3.1.1 Caminho 1 – Placa Base .....	57
3.1.2 Caminhos 2 e 3 – Tubos de Sucção e Descarga.....	64
3.1.3 Caminho 4 – Radiação direta.....	68
3.1.4 Medição dos sinais da Fonte.....	74
3.2 TESTES PARA AVALIAR O CAMINHO PULSAÇÃO .....	75
3.3 RESULTADOS .....	78
<b>4 ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE UM MODELO SIMPLIFICADO.....</b>	<b>81</b>
4.1 DESCRIÇÃO DO SISTEMA SIMPLIFICADO .....	81
4.1.1 Caixa .....	82
4.1.2 Excitação.....	83
4.2 CAMINHOS E ANÁLISES .....	84
4.3 MODELO NUMÉRICO .....	85
4.4 CÁLCULO E AVALIAÇÃO DOS CAMINHOS .....	94
4.4.1 Caminho 1 – Base da caixa.....	96
4.4.2 Caminho 2 – Lateral direita.....	101
4.4.3 Caminho 3 – Lateral esquerda.....	104
<b>5 EFEITO DA REDUÇÃO DOS GRAUS DE LIBERDADE NOS ACOPLAMENTOS.....</b>	<b>107</b>

<b>6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>115</b>
6.1 TRABALHOS FUTUROS .....	116
<b>7 BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>119</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Atualmente, os períodos de desenvolvimento de produtos devem ser encurtados constantemente devido à alta competitividade do mercado. Por outro lado os mesmos precisam cumprir requisitos cada vez mais exigentes de qualidade, segurança e conforto. Uma das soluções para este problema é a chamada prototipagem virtual. O objetivo consiste em simular o comportamento de um produto em fase inicial do desenvolvimento, mesmo sem nenhum protótipo físico disponível. Simulações em computador permitem previsões precisas e realistas em muitas aplicações de produtos, mas ainda possuem um custo computacional muito elevado para aplicação em grandes e complexos sistemas.

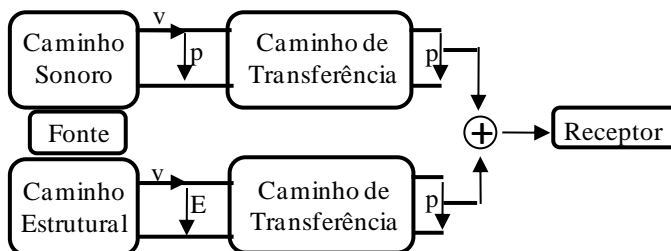
Mais e mais, os produtos vêm sendo desenvolvidos levando-se em consideração, além do custo e *design*, o conforto acústico. Como exemplo pode-se citar o projeto de novos compressores onde o objetivo é minimizar a irradiação sonora, tornando o ruído do compressor o mais agradável possível quando aplicado a um sistema de refrigeração. Podendo prever, através de parâmetros subjetivos se o cliente irá gostar do ruído do produto.

O problema é a dificuldade em prever numericamente o ruído irradiado por um sistema de refrigeração devido à utilização de materiais de múltiplas camadas, acoplamentos mecânicos como parafusos, placas e tubos e também devido às não linearidades e condições de contorno desconhecidas. Sendo este um sistema tão complexo, mesmo com um modelo completo, seria necessário muito tempo para se obterem os resultados, sem a garantia de acuracidade.

Uma abordagem alternativa foi desenvolvida no final dos anos oitenta por Verheij (1986), chamada de *Transfer Path Analysis*, ou análise de caminhos de transferência, para prever o ruído irradiado por sistemas complexos dividindo o mesmo em vários subsistemas formados por “Fonte-Sistema-Receptor”, como mostra a Figura 1.

Estes subsistemas expressam sua contribuição no ruído total como resultado de uma carga individual (estrutural ou acústica) atuando em uma interface, em relação à resposta do sistema para essa carga

aplicada na interface como mostrado em Vorlander (2008), LMS International (1996), Bruel & Kjaer, (2006). Esta metodologia já foi vastamente aplicada na investigação de problemas de ruído na área automotiva. Exemplos de aplicações são mostrados em Padilha (2006), Ibáñez (2008) e Auweraer et al (2007).



**Figura 1 – Divisão entre fontes e caminhos.**

A separação em fontes e caminhos sistema-receptor desempenha um papel fundamental na análise e síntese dos caminhos de transferência. A conexão entre fontes sonoras e os caminhos de transferência é descrita pelo acoplamento de impedâncias, ou de mobilidades, da fonte e do sistema, e a função de transferência desde o sistema até o receptor. Para tanto, é necessário obter a impedância ou mobilidade da fonte e também do sistema no ponto de acoplamento para calcular corretamente a contribuição de cada caminho. Com esta metodologia é possível identificar as causas de problemas no ruído total irradiado pelo sistema propondo soluções para os caminhos que mais contribuem, mudando as cargas de entrada ou alterando o caminho específico.

De acordo com Vorlander (2008), tornar as medições experimentais e/ou simulações do sistema ou componentes do sistema audíveis é genericamente chamado de auralização. Usando os resultados dos cálculos descritos anteriormente com o sinal medido da fonte de ruído, que pode ser tanto a força bloqueada como a velocidade livre dependendo do ponto de acoplamento do compressor, é possível auralizar o ruído emitido pelo sistema de refrigeração.

Também é possível unir resultados de simulações numéricas com medições experimentais, conforme Auweraer et al (2007) e Dietrich et al (2008); neste caso o modelo é chamado híbrido. Portanto, um procedimento bastante vantajoso para prever o ruído de um sistema de refrigeração pode ser obtido através da união de resultados experimentais de caminhos do sistema com resultados numéricos, e utilizar a técnica de análise de caminhos e auralização para ouvir os resultados. A principal vantagem deste procedimento é a possibilidade de analisar a contribuição de cada fonte e de cada caminho de transferência separadamente e poder mudar os componentes facilmente, desde que tenhamos um banco de dados com as impedâncias ou mobilidades de cada componente.

## 1.1 MOTIVAÇÃO

Geralmente, o ruído de máquinas, tais como compressores e refrigeradores, por exemplo, são avaliados através da comparação do espectro de potência sonora em bandas de 1/3 de oitava.

Usualmente deseja-se reduzir o ruído total, baixar o ruído nas bandas que mais contribuem no ruído total, mas não é necessariamente verdadeiro que assim pode-se melhorar a qualidade sonora do equipamento ou máquina.

Por este motivo é interessante auralizar, tornar audível, o ruído gerado, por exemplo, por um refrigerador, separando cada um dos seus caminhos de transferência. Com a opção de poder ouvir cada um destes caminhos é possível identificar de forma subjetiva qual o caminho que mais “incomoda” no ruído total do sistema e onde ele é originado.

Com a possibilidade de possuir um banco de dados com as mobilidades e funções de transferência de vários componentes, como amortecedores e compressores, que podem ser substituídos, o ruído pode ser recalculado possibilitando determinar, de forma rápida, se estas modificações de fato melhoram o ruído que o cliente irá ouvir.

## 1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

O Capítulo 2 apresenta um resumo dos principais conceitos teóricos que serão utilizados neste trabalho tais como mobilidade, impedância, análise de caminhos e auralização.

O Capítulo 3 apresenta a metodologia para auralização de um sistema de refrigeração, a subdivisão deste em fonte e caminhos e os experimentos realizados.

Uma descrição de um sistema vibroacústico simplificado é mostrado no Capítulo 4. Apresentam-se os modelos numérico e experimental, respectivamente, a metodologia utilizada para ajustar o modelo numérico e para aquisição dos dados utilizados como entrada para auralização deste sistema.

O Capítulo 5 apresenta as análises realizadas considerando a redução dos graus de liberdade nos pontos de conexão do sistema vibroacústico.

A discussão dos resultados, conclusões e sugestões para trabalhos futuros são apresentados no Capítulo 6.

## 2 CONCEITOS BÁSICOS EM TRANSMISSÃO DE ENERGIA E AURALIZAÇÃO

Em muitas situações, máquinas são montadas sobre estruturas flexíveis, por exemplo, convés de navios, fuselagem de aviões, chassis de carros ou trens. Estas máquinas, quando em operação, transmitem vibração para a estrutura onde estão fixadas causando radiação sonora e vibrações não desejadas.

Na década de 1980 Mondot e Peterson (1987) definiram que a transmissão de vibração é descrita como a energia vibracional que flui da fonte para a estrutura receptora. A potência transmitida é descrita pelas características dinâmicas da fonte, da estrutura receptora e dos elementos de conexão.

De acordo com Dietrich et al (2010), uma fonte estrutural unidimensional pode ser descrita por sua *força bloqueada*,  $F_b$ , ou *velocidade livre*,  $v_l$ , e pela sua mobilidade,  $Y_F$  ou impedância,  $Z_F$  no ponto de conexão com a estrutura receptora. Enquanto a estrutura receptora é descrita por sua mobilidade ou impedância na interface,  $Y_r$  ou  $Z_r$ . O comportamento do sistema desde a interface até um ponto qualquer de pressão sonora  $p_o$  é descrito por sua resposta impulsiva  $h(t)$  ou função de transferência complexa  $H(\omega)$ . Uma matriz de quatro pólos pode ser utilizada para descrever os elementos de conexão como isoladores de borracha e molas.

A seguir, serão apresentados os conceitos de mobilidade e impedância, matriz quatro pólos, acoplamento de estruturas, auralização e análise de caminhos.

### 2.1 REPRESENTAÇÃO DA MOBILIDADE E IMPEDÂNCIA

Considere como exemplo o comportamento de uma máquina montada sobre isoladores, que são fixados a uma base rígida. Tipicamente, somente as forças geradas no interior da máquina devido ao seu funcionamento são conhecidas. Neste caso, as forças aplicadas nos isoladores e na base não são conhecidas a priori. No entanto, é possível assumir que o movimento na interface de subsistemas conectados são idênticos e a segunda lei de Newton de ação e reação é aplicável nestas interfaces, Fahy e Gardonio (2007). Na análise de

vibrações este comportamento físico de continuidade entre os subsistemas é representado em termos da igualdade de velocidades linear e/ou rotacional e das forças e/ou momentos na interface.

Assumindo uma excitação harmônica, a razão das amplitudes complexas da força e da velocidade em qualquer interface para uma dada frequência pode ser representada por um número complexo, que é chamado de impedância de todo o sistema avaliado naquela interface em particular. Em alguns casos é mais útil utilizar o inverso da impedância, chamada de mobilidade. Por isso, é conveniente caracterizar cada subsistema individualmente por suas impedâncias ou mobilidades complexas avaliadas nos pontos de conexão, ou interfaces, da estrutura contínua. A resposta de todo o sistema para uma força conhecida aplicada pode então ser avaliada em termos da impedância ou mobilidade do componente. Esta representação somente é válida para sistemas lineares.

Conforme descrito por Mondot e Peterson (1987) é comum o emprego de modelos energéticos na análise de sistemas vibroacústicos em que o estado vibracional é mostrado em termos das energias armazenadas, e a interação entre componentes, ou subsistemas é expresso em termos da energia vibracional ou acústica transferida. O uso de conceitos de impedância ou mobilidade facilita o processo de avaliação do fluxo de energia vibracional através de um sistema complexo. Na interface, a potência transferida média no tempo por uma força harmônica de amplitude complexa  $\tilde{F}$  agindo através de uma velocidade colinear de amplitude complexa  $\tilde{v}$  é dado pela Equação (2.1), Cremer e Ungar (1988):

$$\tilde{P}(\omega) = \frac{1}{2} Re\{\tilde{F}\tilde{v}^*\}. \quad (2.1)$$

Onde \* indica conjugado complexo. A expressão análoga para um momento harmônico  $M$  agindo através de uma velocidade rotacional  $\omega$  é:

$$\tilde{P}(\omega) = \frac{1}{2} Re\{\tilde{M}\tilde{\omega}^*\}. \quad (2.2)$$

Por definição, a impedância associada com a força é:

$$\tilde{Z}(\omega) = \frac{\tilde{F}(\omega)}{\tilde{v}(\omega)}. \quad (2.3)$$



e, em um modelo onde é aplicada uma única força a mobilidade é seu inverso,

$$\tilde{Y}(\omega) = \frac{1}{\tilde{Z}(\omega)} = \frac{\tilde{v}(\omega)}{\tilde{F}(\omega)}. \quad (2.4)$$

Então, a potência transmitida pode ser expressa, em termos da mobilidade ou impedância conforme a equação

$$\tilde{P}(\omega) = \frac{1}{2} |\tilde{F}(\omega)|^2 \text{Re}\{\tilde{Y}(\omega)\} = \frac{1}{2} |\tilde{v}(\omega)|^2 \text{Re}\{\tilde{Z}(\omega)\}. \quad (2.5)$$

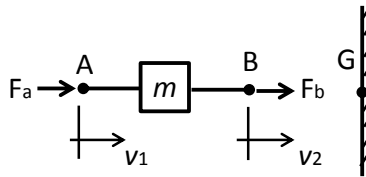
## 2.2 IMPEDÂNCIA E MOBILIDADE DE ELEMENTOS CONCENTRADOS

Sistemas físicos reais podem ser modelados usando sistemas mecânicos idealizados, através de elementos com parâmetros concentrados como massas, molas e amortecedores.

### 2.2.1 Massa

Considerando o sistema mostrado na Figura 2 composto por um corpo rígido de massa  $m$  submetido a uma força harmônica em A  $F_a = F_0 e^{i\omega t}$ .

Para corpos rígidos  $v_1 = v_2$  e, portanto, a força  $F_b$  é zero, Hynna (2002).



**Figura 2 – Corpo rígido linear.**

A velocidade no ponto A é obtida integrando uma vez a equação da segunda lei de Newton  $\ddot{x}_1 = \frac{F_a}{m}$ , então:

$$\dot{x}_1 = v = \frac{F_0 e^{i\omega t}}{i\omega m}. \quad (2.6)$$

Logo, a impedância e a mobilidade de uma massa são, respectivamente:

$$Z_m = \frac{F}{v} = \frac{F_0 e^{i\omega t}}{F_0 e^{i\omega t} / i\omega m} = i\omega m, \quad (2.7)$$

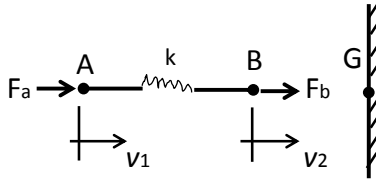
$$Y_m = \frac{1}{Z_m} = \frac{-i}{\omega m}. \quad (2.8)$$

### 2.2.2 Mola

Uma mola linear é definida como um dispositivo em que o deslocamento relativo entre seus pontos de conexão é proporcional à força que age sobre ela. Este deslocamento é representado por:

$$\delta x = x_1 - x_2 = \frac{F_a}{k}. \quad (2.9)$$

onde  $k$  é a rigidez da mola. A Figura 3 mostra esta mola ideal com uma força harmônica aplicada no ponto A,  $F_a = F_0 e^{i\omega t}$  que causa uma força de reação  $F_b = F_a$  no ponto B.



**Figura 3 – Mola linear.**

Se o ponto B é fixado à G então o deslocamento no ponto A é obtido pela equação

$$x_1 = \frac{F_0 e^{i\omega t}}{k}, \quad (2.10)$$

e a impedância e mobilidade obtidas para este sistema são:

$$Z_k = \frac{F}{v} = \frac{F_0 e^{i\omega t}}{i\omega F_0 e^{i\omega t} / k} = \frac{k}{i\omega} = \frac{-ik}{\omega}, \quad (2.11)$$

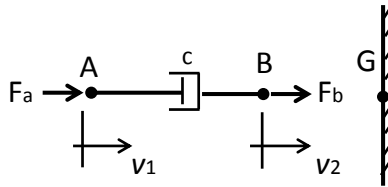
$$Y_k = \frac{1}{Z_k} = \frac{i\omega}{k}. \quad (2.12)$$

### 2.2.3 Amortecedor

Um amortecedor é definido como um dispositivo em que a velocidade relativa entre seus pontos de conexão é proporcional à força aplicada sobre ele,

$$v = v_1 - v_2 = \frac{F_a}{c}, \quad (2.13)$$

onde a constante de proporcionalidade  $c$  é a constante de amortecimento. Novamente considera-se uma força harmônica aplicada no ponto A,  $F_a = F_0 e^{i\omega t}$ , ver Figura 4.



**Figura 4 – Amortecedor linear.**

Da mesma forma que a mola, fixando o ponto B,  $v_2 = 0$ , tem-se que a velocidade no ponto A é:

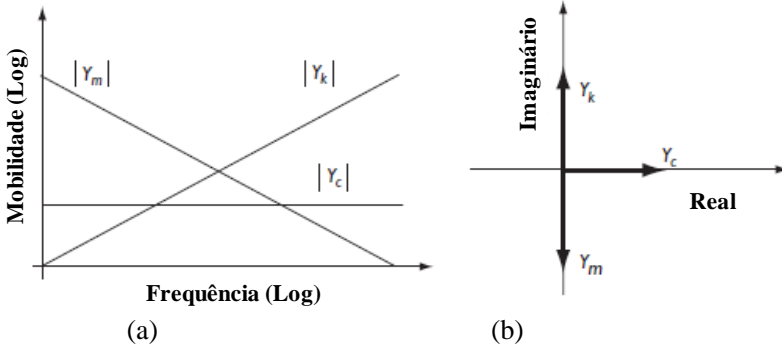
$$v_1 = \frac{F_0 e^{i\omega t}}{c}. \quad (2.14)$$

Portanto, a impedância e mobilidade do amortecedor serão

$$Z_c = \frac{F}{v} = \frac{F_0 e^{i\omega t}}{F_0 e^{i\omega t} / c} = c, \quad (2.15)$$

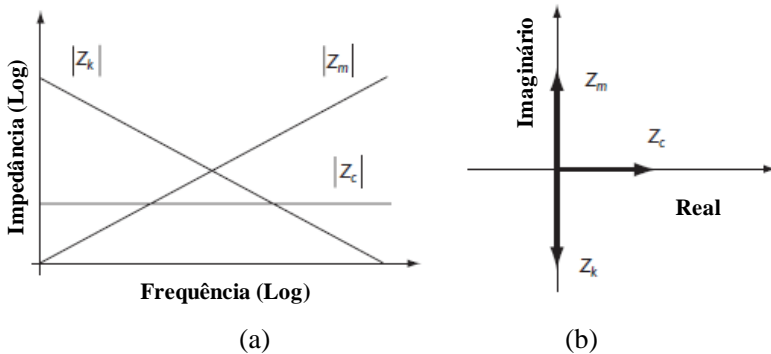
$$Y_c = \frac{1}{Z_c} = \frac{1}{c}. \quad (2.16)$$

O módulo das funções da mobilidade e impedância dos três elementos é mostrado nas Figuras 5(a) e 6(a), enquanto que as mobilidade e impedâncias complexas dos três elementos são representados no plano complexo das Figuras 5(b) e 6(b).



**Figura 5 – Representação da mobilidade: (a) em função da frequência; (b) representação no plano complexo.**

Fonte: Fahy e Walker (2004).



**Figura 6 – Representação da impedância: (a) em função da frequência; (b) representação no plano complexo.**

Fonte: Fahy e Walker (2004).

A Figura 5(a) indica que a mobilidade da mola cresce com a frequência, a mobilidade da massa decresce com a frequência e a mobilidade do amortecedor se mantém constante. De acordo com as Equações (2.8), (2.12) e (2.16), as funções de impedância dos três

elementos são caracterizados por um comportamento recíproco, como pode ser visto na Figura 6(a). A impedância da mola decresce com a frequência, a impedância da massa cresce com a frequência enquanto que a impedância do amortecedor permanece constante.

Da Figura 5(b) é possível verificar que a mobilidade da mola é negativa e imaginária e a mobilidade da massa é positiva e imaginária. Conforme Fahy e Walker (2004) para estes dois elementos a força harmônica aplicada e a velocidade resultante estão em quadratura, ou seja, de acordo com as Equações (2.1) e (2.5), eles não dissipam potência e são chamadas de “reativas”. O mesmo acontece com a impedância destes dois elementos. Em contraste a impedância e mobilidade do amortecedor são reais e positivas e, de acordo com a Equação (2.5), a potência dissipada é  $\tilde{P}(\omega) = \frac{1}{2c} |\tilde{F}|^2 = \frac{1}{2} c |\tilde{v}|^2$ , onde  $\tilde{F}$  é a amplitude complexa da força aplicada no amortecedor e  $\tilde{v}$  é a amplitude da velocidade complexa no ponto de conexão do amortecedor.

Sistemas mecânicos compostos por múltiplos elementos, tais como molas e massas, podem ser arrançados tanto em série como em paralelo. As funções de mobilidade e impedância equivalentes podem ser derivadas através das Equações (2.17) e (2.18) para conexões em paralelo e em série respectivamente:

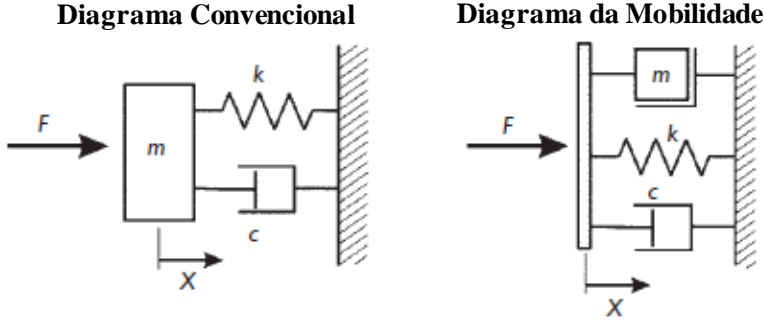
Paralelo

$$\frac{1}{\tilde{Y}_e} = \sum_{n=1}^N \frac{1}{\tilde{Y}_n}, \quad \tilde{Z}_e = \sum_{n=1}^N \tilde{Z}_n, \quad (2.17a,b)$$

Série

$$\tilde{Y}_e = \sum_{n=1}^N \tilde{Y}_n, \quad \frac{1}{\tilde{Z}_e} = \sum_{n=1}^N \frac{1}{\tilde{Z}_n}. \quad (2.18a,b)$$

Como aplicação deste modelamento, Fahy e Gardonio (2007) consideraram um sistema mecânico com um grau de liberdade composto por uma massa concentrada, mola e amortecedor conectados em paralelo, como pode ser visto na Figura 7.



**Figura 7 – Sistema mecânico com um grau de liberdade.**

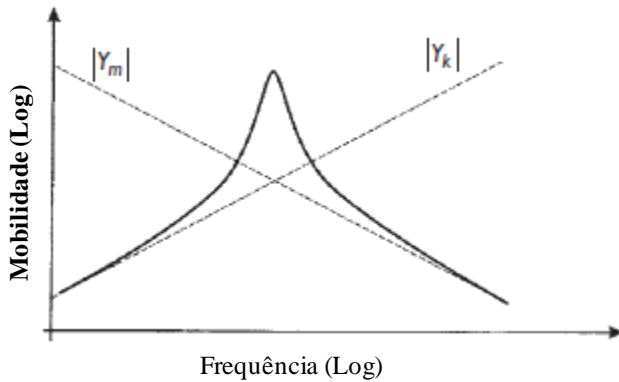
Fonte: Fahy e Gardonio (2007).

Usando a Equação (2.17a), a função da mobilidade para este sistema é dada por

$$\tilde{Y}_e = \frac{1}{i\omega m + c - ik/\omega}. \quad (2.19)$$

O gráfico desta função é mostrado na Figura 8. O módulo da mobilidade da massa e da rigidez são também plotados para representar qual elemento domina o comportamento dinâmico do sistema em cada frequência. Na frequência de ressonância do sistema, o módulo da mobilidade da massa e da mola são idênticos e com sinais contrários,  $Y_k = -Y_m$ , portanto, a mobilidade do sistema nesta frequência é simplesmente  $Y_c$ , ou seja, somente o amortecimento controla a resposta da vibração na frequência de ressonância.

Quando o amortecimento é pequeno, de tal forma que o coeficiente de amortecimento  $\varepsilon = c/c_c$ , com amortecimento crítico  $C_c = 2\sqrt{km}$ , é muito menor que a unidade, a frequência de ressonância é muito próxima da frequência natural sem amortecimento  $\omega_0 = \sqrt{k/m}$  do sistema e a mobilidade  $\tilde{Y}_e(\omega_0) = 1/c$  é a magnitude da velocidade de resposta por unidade de força de excitação na frequência de ressonância.



**Figura 8 – Gráfico da mobilidade do sistema mecânico.**

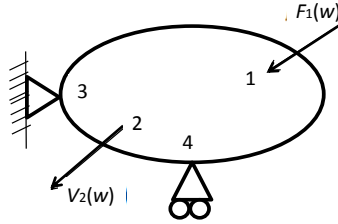
Fonte: Vorlander (2008).

### 2.3 ACOPLAMENTO DE ESTRUTURAS PELO MÉTODO DA MOBILIDADE

As mobilidades ou impedâncias são bastante utilizadas para realizar o acoplamento de sistemas complexos, alguns exemplos são mostrados em Mondot e Peterson (1987), Lievens e Dietrich (2009), Gibbs e Peterson (2000), Baars (1996), Peterson e Plunt (1982), e Jerome (1980), sendo utilizadas para descrever fontes e estruturas receptoras e, assim, possibilitando prever o ruído radiado por sistemas complexos através de poucas medições nos pontos de conexão.

De acordo com Baars (1996) o método das mobilidades baseia-se nos princípios de superposição dos efeitos e da reciprocidade, válidos para sistemas lineares. O método não utiliza as equações de movimento, mas sim as funções resposta em frequência do sistema, que podem ser obtidas via métodos clássicos analíticos ou de superposição modal, método de elementos finitos, procedimentos experimentais ou até mesmo uma combinação destes. De forma geral, para o componente genérico da Figura 9, que possui condições de contorno bem definidas, a velocidade no ponto 2 pode ser obtida a partir da função resposta em frequência, conforme mostrado na equação

$$\tilde{\vartheta}_2(\omega) = \tilde{Y}_{12}(\omega)F_1(\omega). \quad (2.20)$$

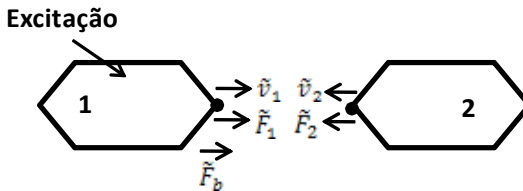


**Figura 9 – Representação de um modelo simples.**

É importante observar que as mobilidades devem contemplar todas as condições de contorno. A resposta em um ponto de interesse, quando atuam mais de um esforço sobre o componente é obtida pelo somatório dos seus efeitos, ou seja, a Equação (2.20) fica da seguinte forma:

$$\tilde{V}_2(\omega) = \tilde{Y}_{12}(\omega)F_1(\omega) + \tilde{Y}_{22}(\omega)F_2(\omega) + \tilde{Y}_{32}(\omega)F_3(\omega) + \dots \quad (2.21)$$

Problemas vibroacústicos reais envolvem a excitação de sistemas com subsistemas acoplados provocando a transmissão de vibração para os demais componentes do sistema. Um exemplo simples é apresentado na Figura 10, que representa uma fonte acoplada em uma estrutura receptora por um ponto rígido de contato. O objetivo é mostrar como calcular a resposta, ou força, no receptor 2 através da metodologia de acoplamento de mobilidades.



**Figura 10 – Corpos flexíveis conectados por um ponto rígido.**

Assumindo que o componente 1 (fonte), é excitado por uma excitação harmônica externa de vibração, transmite vibração para o componente 2 (receptor), através de um ponto de conexão rígido. A interação entre os dois componentes gera uma força harmônica de amplitude complexa  $\tilde{F}$  em 2. O problema é como estimar esta força que depende não somente da excitação externa mas também das



propriedades dinâmicas dos dois componentes, que pode ser representado pelas mobilidades ou impedâncias, em termos dos pontos e direção da força de interação. A força de interação pode ser definida em termos tanto da velocidade de vibração,  $\tilde{v}_l$  do componente 1 no ponto de conexão com o componente 2 desconectado, *velocidade livre*, ou em termos da força de reação,  $\tilde{F}_b$  no ponto de conexão do componente 1 quando se assume que possui velocidade zero neste ponto, *força bloqueada*.

Quando o componente 2 é conectado ao componente 1, a velocidade no ponto de conexão é alterada pela força de interação que gera a velocidade  $\tilde{v}_{s1}$  no componente 1, dada por:

$$\tilde{v}_{s1} = -\tilde{F}_1 \tilde{Y}_1, \quad (2.22)$$

onde  $\tilde{Y}_1$  é a mobilidade associada com a excitação por uma força aplicada na mesma direção que  $\tilde{F}$ . A velocidade total resultante no componente 1 é dado por:

$$\tilde{v}_1 = \tilde{v}_l + \tilde{v}_{s1} = \tilde{v}_l - \tilde{F}_1 \tilde{Y}_1. \quad (2.23)$$

A velocidade no componente 2 no ponto de conexão é  $\tilde{v}_2$  e a força de reação associada é dada por:

$$\tilde{F}_2 = \frac{\tilde{v}_2}{\tilde{Y}_2}, \quad (2.24a)$$

$$\tilde{v}_2 = \tilde{F}_2 \cdot \tilde{Y}_2. \quad (2.24b)$$

Considerando que o sistema é contínuo  $\tilde{v}_1 = \tilde{v}_2 = \tilde{v}_r$  e  $\tilde{F}_1 = \tilde{F}_2 = \tilde{F}_r$ , igualando as Equações (2.23) e (2.24b), e substituindo a Equação (2.24a) no valor de  $\tilde{F}_r$ , é possível calcular a velocidade de vibração imposta para o sistema receptor 2 através do acoplamento das mobilidades dos dois corpos e da velocidade livre da fonte conforme mostrado na equação abaixo,

$$\tilde{v}_r = \tilde{v}_l \frac{\tilde{Y}_2}{\tilde{Y}_1 + \tilde{Y}_2}. \quad (2.26)$$

Usando o valor de força bloqueada da fonte, componente 1, é possível determinar a força transmitida para o componente 2 através do acoplamento das mobilidades dos dois subsistemas:

$$\tilde{F}_1 = \tilde{F}_b + \tilde{F}_{s1} = \tilde{F}_b - \tilde{v}_1 \frac{1}{\tilde{Y}_1}, \quad (2.27)$$

$$\tilde{F}_2 = \tilde{v}_2 \frac{1}{\tilde{Y}_2}, \quad \tilde{v}_2 = \tilde{F}_2 \tilde{Y}_2. \quad (2.28)$$

Da mesma forma, através das equações da continuidade é possível igualar as Equações (2.27) e (2.28). Posteriormente, substitui-se a Equação (2.28) no valor de  $\tilde{v}_r$  para obter o valor da força transmitida da fonte para a estrutura receptora,

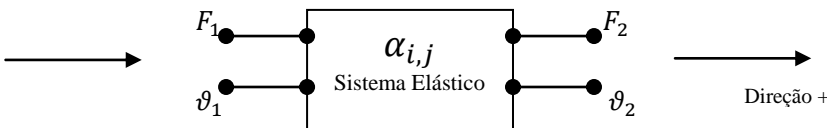
$$\tilde{F}_r = \tilde{F}_b \frac{\tilde{Y}_1}{\tilde{Y}_1 + \tilde{Y}_2}. \quad (2.29)$$

Ou seja, dependendo do valor utilizado para representar a fonte, velocidade livre ou força bloqueada, o acoplamento das mobilidades será realizado de forma diferente conforme as Equações (2.26) e (2.29) respectivamente.

Para o caso onde existe um material resiliente, ou seja um isolador, entre a fonte e a estrutura receptora, este amortecedor ou mola pode ser representado por sua matriz quatro pólos e posteriormente acoplado entre as duas estruturas.

## 2.4 MATRIZ QUATRO PÓLOS

O conceito de matriz quatro pólos foi introduzido na mecânica por Molloy (1957) que o trouxe da engenharia elétrica e é utilizado para representar componentes complexos como, por exemplo, isoladores de borracha por objetos chamados de “caixas pretas” que podem ser representados por sinais de força e velocidade medidas na entrada e saída de seus “terminais” de conexão.



**Figura 11 – Notação quatro pólos.**

O sistema mecânico mostrado na Figura 11 é representado pelas Equações (2.30) e (2.31) sendo que os coeficientes  $\alpha_{11}$ ,  $\alpha_{12}$ ,  $\alpha_{21}$ ,  $\alpha_{22}$  são os componentes da matriz quatro pólos. Este sistema deve possuir dois pontos de conexão bem identificados (1) e (2). A partir de uma força e velocidade aplicadas no ponto (1) tem-se uma força e velocidade de reação no ponto (2):

$$F_1 = \alpha_{11}F_2 + \alpha_{12}\vartheta_2, \quad (2.30)$$

$$\vartheta_1 = \alpha_{21}F_2 + \alpha_{22}\vartheta_2. \quad (2.31)$$

As dimensões dos coeficientes da matriz quatro pólos dependem das dimensões das demais variáveis. Neste exemplo tem-se forças e velocidades como variáveis, logo  $\alpha_{11}$  e  $\alpha_{22}$  são adimensionais,  $\alpha_{12}$  tem as dimensões de força dividida pela velocidade, ou impedância mecânica, enquanto que  $\alpha_{21}$  é representada pela velocidade dividida pela força ou, mobilidade mecânica.

Li et al (2007) apresentam o uso deste procedimento também na área de acústica, para o cálculo da perda de transmissão em silenciadores. Para isso substituem-se as variáveis de força por pressão e de velocidade por velocidade de volume. Outros exemplos são apresentados em Barbieri e Lima (2004) e Andersen (2008).

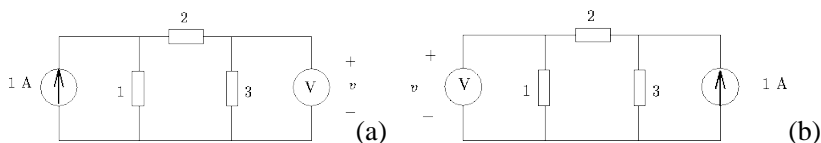
Segundo Dickens (2000, 2002), existem duas principais vantagens em se utilizar matrizes quatro pólos, ou matrizes de transferência, para materiais resilientes. A primeira é que o efeito de massa do isolador de vibrações, evidente em altas frequências, é incluído. Tradicionalmente os isoladores são tratados como molas sem massa quando na realidade são constituídos de massa e rigidez distribuída. O modelo da mola sem massa não prevê a existência de ondas estacionárias longitudinais encontradas em isoladores reais.

A segunda vantagem é que os coeficientes quatro pólos de um sistema mecânico podem ser derivados dos parâmetros quatro pólos de cada parte do sistema montados em série ou paralelo, ou seja, um sistema complicado possuindo massa, mola e amortecedor pode ser analisado pela caracterização da matriz quatro pólos da massa, mola e amortecedor.

Assumindo que o sistema obedece ao Teorema da Reciprocidade, Vorlander (2008) e Fahy (2004) é possível provar que a determinante da matriz dos coeficientes quatro pólos é igual a 1,

$$\alpha_{11}\alpha_{22} - \alpha_{12}\alpha_{21} = 1. \quad (2.32)$$

Para explicar melhor este teorema será considerado como exemplo, um circuito elétrico linear, com condições iniciais nulas, e uma única fonte de corrente. Suponha-se que haja em um ramo qualquer um medidor ideal de tensão. A leitura do medidor não se altera quando sua posição é trocada com a da fonte de corrente, Figuras 12a e b. Nos dois circuitos, o valor do medidor de tensão é  $V = 0,5 \text{ V}$



**Figura 12 – Circuito elétrico linear.**

Um circuito é recíproco, ou seja, vale o Teorema da Reciprocidade se é linear; não possui fontes dependentes ou independentes e suas condições iniciais são nulas.

Logo, para amortecedores ou molas considerados simétricos e lineares, tem-se também que  $\alpha_{11} = \alpha_{22}$  (2.33).

### 2.4.1 Método de medição dos parâmetros quatro pólos

O método usual para medição dos parâmetros quatro pólos de isoladores utiliza uma massa que representa a massa aplicada sobre este isolador durante seu funcionamento, Figura 13. Dickens (2000) mostra como os amortecedores se comportam conforme varia o carregamento.



**Figura 13 - Método de medição dos parâmetros quatro pólos**

Para a medição dos parâmetros quatro pólos a base do isolador é bloqueada, ou seja,  $\vartheta_2 = 0$  e são medidos os valores de  $F_1$ ,  $\vartheta_1$  e  $F_2$ .

Considerando isoladores simétricos, as Equações (2.32) e (2.33) são válidas e será preciso somente o cálculo de três dos quatro coeficientes da matriz. O mesmo é válido para molas simétricas e lineares.

Isolando os parâmetros quatro pólos nas Equações (2.30) e (2.31) obtêm-se:

$$\alpha_{11} = \frac{F_1 \vartheta_1 + F_2 \vartheta_2}{F_1 \vartheta_2 + F_2 \vartheta_1}, \quad (2.34)$$

$$\alpha_{12} = \frac{(F_1)^2 - (F_2)^2}{F_1 \vartheta_2 + F_2 \vartheta_1}, \quad (2.35)$$

$$\alpha_{21} = \frac{(\vartheta_1)^2 - (\vartheta_2)^2}{F_1 \vartheta_2 + F_2 \vartheta_1}. \quad (2.36)$$

Mas o amortecedor está bloqueado no ponto 2, ou seja,  $\vartheta_2 = 0$  e as Equações 2.34 e 2.36 se resumem à:

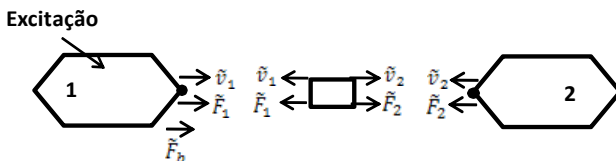
$$\alpha_{11} = \frac{F_1}{F_2}, \quad (2.37)$$

$$\alpha_{21} = \frac{\vartheta_1}{F_2}. \quad (2.38)$$

O coeficiente  $\alpha_{12}$  pode também ser representado da seguinte forma,

$$\alpha_{12} = \frac{\alpha_{11} \alpha_{22} - 1}{\alpha_{21}}. \quad (2.39)$$

Para exemplificar o acoplamento de um amortecedor acoplado à uma estrutura vai-se considerar novamente dois corpos unidos por um ponto mas com um material resiliente entre eles, conforme pode ser visto na Figura 14.



**Figura 14 – Corpos flexíveis conectados por um isolador em um único ponto.**

O cálculo da força transmitida para o corpo 2, ou estrutura receptora, pode ser calculada usando o princípio do acoplamento das impedâncias. Sabe-se que a força  $\tilde{F}_1$  e a força  $\tilde{F}_2$  são representadas conforme descrito pelas Equações (2.27) e (2.28) e o isolador é representado pelas Equações (2.30) e (2.31) da matriz quatro pólos.

Substituindo a Equação (2.27) na Equação (2.30), obtém-se a equação abaixo,

$$F_b - \frac{\vartheta_1}{Y_1} = \alpha_{11} \frac{\vartheta_2}{Y_2} + \alpha_{12} \vartheta_2. \quad (2.40)$$

E substituindo a Equação (2.28) em (2.31), obtém-se:

$$\vartheta_1 = \alpha_{21} \frac{\vartheta_2}{Y_2} + \alpha_{22} \vartheta_2. \quad (2.41)$$

A partir desta equação determina-se a força transmitida para o corpo 2, ou estrutura receptora. Quando se tem um isolador entre as estruturas, ela é dada por:

$$\tilde{F}_2 = \frac{\tilde{F}_b \cdot \tilde{Y}_1}{\tilde{Y}_1(\alpha_{11} + \alpha_{12} \cdot \tilde{Y}_2) + \alpha_{21} + (\alpha_{22} \cdot \tilde{Y}_2)}. \quad (2.42)$$

ou seja a força transmitida para a estrutura receptora irá depender das mobilidades dos dois corpos e das constantes da matriz quatro pólos que deve ser calculada anteriormente conforme descrito na Seção 2.4.1.

## 2.5 AURALIZAÇÃO

Segundo Vorlander (2008), auralização é a técnica que possibilita tornar audível dados numéricos que podem ser provenientes de simulação, medições experimentais ou dados híbridos. Basicamente, é representada pela convolução do sinal da fonte de excitação no domínio tempo com a resposta impulsiva do sistema também no domínio do tempo. A Seção 2.5.1 mostra mais detalhes a respeito da convolução.

Qualquer som, ruído, música ou no geral, qualquer sinal gerado, transmitido e radiado pode ser melhor interpretado e comparado quando

transformado em um sinal audível do que quando discutido em relação à níveis em banda de frequência, como o dB(A).

Um exemplo histórico de aplicação da auralização é apresentado também por Vorlander (2008). Aconteceu no ano de 1929 em Munich, quando Spandock e seus colegas tentaram modelar uma sala de gravação musical. A idéia básica foi usar um modelo em escala 1:10 da sala, tocar as músicas nas frequências para esta escala, gravar os sinais resultantes no modelo em escala e reproduzir estes sinais para a escala de frequências do modelo real.

Como mostrado neste exemplo, inicialmente, a auralização foi muito utilizada para modelar salas. Primeiramente utilizando resultados basicamente experimentais enquanto que atualmente o cálculo da resposta impulsiva das salas pode ser feita exclusivamente com a ajuda de softwares comerciais, totalmente de forma numérica.

Alguns métodos utilizados para o cálculo de salas são o das fontes virtuais ou traçado de raios mostrados em Junior (2005) e Portela (2008). Estes modelos possibilitam criar qualquer tipo de sala, como auditórios, cinemas e teatros virtualmente. Desta forma o som de, por exemplo, uma orquestra pode ser reproduzido em qualquer uma destas salas de forma muito rápida através da convolução dos sinais dos instrumentos pela resposta impulsiva da sala onde se quer ouvir o som, exemplos são apresentados por DeFanti et al (2009) e Sutcliffe (2005).

De acordo com Moorhouse (2005), a maioria dos sistemas vibroacústicos podem ser representados por um protótipo acústico virtual, tais como uma máquina de lavar, uma geladeira, um cortador de grama, etc.

A indústria automotiva viu um grande potencial nesta metodologia e rapidamente começou a testar modelos de carros virtualmente prototipados, Genuit (1998, 1999, 2001) mostra alguns resultados de aplicações. O procedimento das matrizes de quatro pólos descrita anteriormente são utilizados para determinar as funções de transferência em automóveis, Sottek (2006).

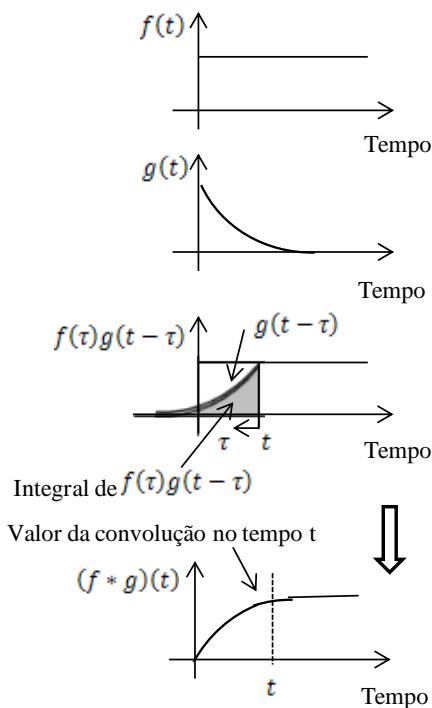
### **2.5.1 Convolução**

Para realizar a auralização de um sistema é necessário fazer a convolução do sinal de excitação pela resposta impulsiva deste sistema. Esta operação matemática é realizada no domínio do tempo e é chamada de convolução.

Tohyama (1998) e Fahy (2004) definem convolução como um operador que, a partir de duas funções, produz uma terceira. O conceito de convolução está ligado ao de média móvel, e é crucial no estudo de sistemas lineares invariantes no tempo. A notação para a convolução de  $f$  e  $g$  é  $f * g$ . É definida como a integral do produto de uma das funções com uma cópia invertida, com relação a um determinado plano, da outra, como mostrado na Figura 15. A função resultante depende do valor deste deslocamento,

$$(f * g)(t) = \int_0^t f(\tau)g(t - \tau)d\tau. \quad (2.43)$$

Para ter uma visão intuitiva da convolução, é preciso entender que diversas cópias transladadas e tomadas de trás para frente de uma das funções são ponderadas pelo valor da outra função e somadas.



**Figura 15 – Ilustração da operação de convolução.**



Na Equação (2.43),  $f$  é a função de ponderação, enquanto que cópias revertidas de  $g$  estariam sendo deslocadas e somadas ao resultado. Entretanto, a convolução não depende da ordem das funções, ou seja, a função de ponderação pode ser tanto  $f$  quanto  $g$ , produzindo o mesmo resultado.

A operação de convolução pode ser utilizada para encontrar a resposta de um sistema linear de equações diferenciais. Como comentado anteriormente a saída de um sistema linear pode ser dada pela convolução do sinal de entrada pela resposta a impulsiva do sistema.

## 2.6 ANÁLISE DE CAMINHOS

Análise de Caminhos de Transferência ou *Transfer Path Analysis* é um procedimento baseado em dados exclusivamente experimentais ou experimentais e numéricos, modelo híbrido, capaz de identificar o fluxo de energia vibroacústica desde uma fonte até o ouvinte posicionado em um ponto de uma determinada sala, através dos vários caminhos de transferência tanto estruturais quanto acústicos. Portanto, o objetivo desta metodologia é calcular a contribuição de cada caminho desde a fonte até o ponto considerado como posição do ouvinte, identificar o principal caminho de transferência de energia vibroacústica e aplicar as medidas necessárias neste caminho a fim de reduzir o ruído do sistema como um todo.

Para determinar estas contribuições é necessário medir as forças e velocidades operacionais da fonte de vibração, e as funções de transferência do sistema até o ponto definido como receptor para medição da pressão sonora. Esta relação é mostrada na equação,

$$P_i(t) = H_{ij}(t) * S_j(t), \quad (2.44)$$

onde  $P_i(t)$  é a pressão Sonora no  $i$ -th ponto do receptor;

$S_j(t)$  é a força ou velocidade operacional no  $j$ -th ponto de excitação do caminho de transferência;

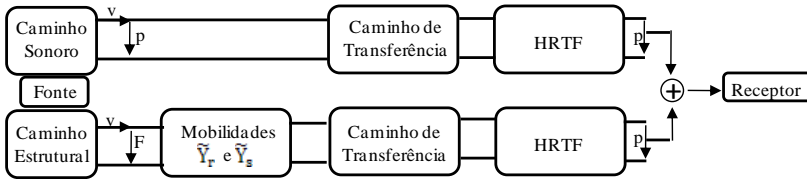
$H_{ij}(t)$  é a função de transferência entre o  $j$ -th ponto de excitação e o  $i$ -th ponto receptor.

As funções de transferência até o ponto do ouvinte, ou receptor, podem ser adquiridas com uma cabeça artificial ou com um microfone. Caso os sinais de pressão forem obtidos por um microfone somente é necessário multiplicar este sinal por uma função de transferência relacionada à cabeça *HRTF's*, *Head Related Transfer Function*

As *HRTF's* são definidas com uma maneira formal e completa de descrever a distorção causada pela cabeça e pelo dorso, possibilitando tornar o som de um microfone biauricular e assim possibilitar a auralização biauricular dos caminhos de transferência.

Existem extensos bancos de dados contendo estas funções de transferência dependendo da direção e inclinação que a cabeça se encontra em relação à fonte.

Depois de calculadas as funções de transferência do sistema para cada um dos caminhos considerados, Figura 16, esta FRF é transformada para o domínio do tempo representando a resposta impulsiva do sistema. Esta resposta impulsiva é então convoluída com o sinal de excitação do sistema; a seguir serão mostrados mais detalhes de como estes cálculos são realizados.



**Figura 16 – Diagrama de blocos do sistema.**

Fonte: Vorlander (2008).

Neste trabalho as velocidades e forças operacionais são calculadas através da metodologia de acoplamento de mobilidades descrita anteriormente, ou seja, a Equação (2.44) fica conforme mostrado nas Equações (2.45b) e (2.46b) caso seja utilizada a velocidade livre ou a força bloqueada da fonte, respectivamente:

$$H_{\text{acop-ij}}(\omega) = \frac{\tilde{Y}_r(\omega)}{\tilde{Y}_s(\omega) + \tilde{Y}_r(\omega)} H_{ij}(\omega), \quad (2.45a)$$

$$P_i(t) = H_{\text{acop-ij}}(t) * \tilde{v}_l(t). \quad (2.45b)$$

$$H_{\text{acop-ij}}(\omega) = \frac{\tilde{Y}_s(\omega)}{\tilde{Y}_s(\omega) + \tilde{Y}_r(\omega)} H_{ij}(\omega), \quad (2.46a)$$

$$P_i(t) = H_{\text{acop-ij}}(t) * \tilde{F}_b(t). \quad (2.46b)$$

Para o caso de termos um isolador ou uma mola entre a fonte e a estrutura receptora o cálculo do caminho de transferência deve levar em consideração o acoplamento das mobilidades conforme mostrado na Equação (2.42) e caminho completo pode ser representado pelas equações:

$$H_{\text{acop-ij}}(\omega) = \frac{\tilde{Y}_1}{\tilde{Y}_1(\alpha_{11} + \alpha_{12} \cdot \tilde{Y}_2) + \alpha_{21} + (\alpha_{22} \cdot \tilde{Y}_2)} H_{ij}(\omega), \quad (2.47a)$$

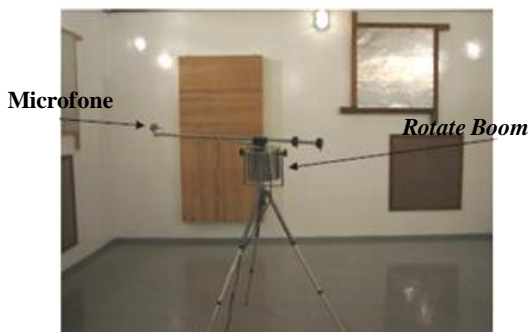
$$P_i(t) = H_{\text{acop-ij}}(t) * \tilde{F}_{bs}(t). \quad (2.47b)$$

Com estes cálculos é possível analisar os caminhos de transferência de energia para fontes estruturais unidimensionais, ou seja, quando a força é transmitida somente em uma direção para a estrutura receptora. Para modelos mais completos, como o que será apresentado no Capítulo 4, utilizar-se-á uma metodologia semelhante, mas que considera acoplamento em mais de uma direção.



### 3 AURALIZAÇÃO DE UM REFRIGERADOR

Primeiramente foram realizadas medições de potência sonora de um compressor e deste mesmo compressor aplicado em um sistema de refrigeração. A medição de potência sonora foi realizada em uma câmara reverberante conforme apresentado na Figura 17.



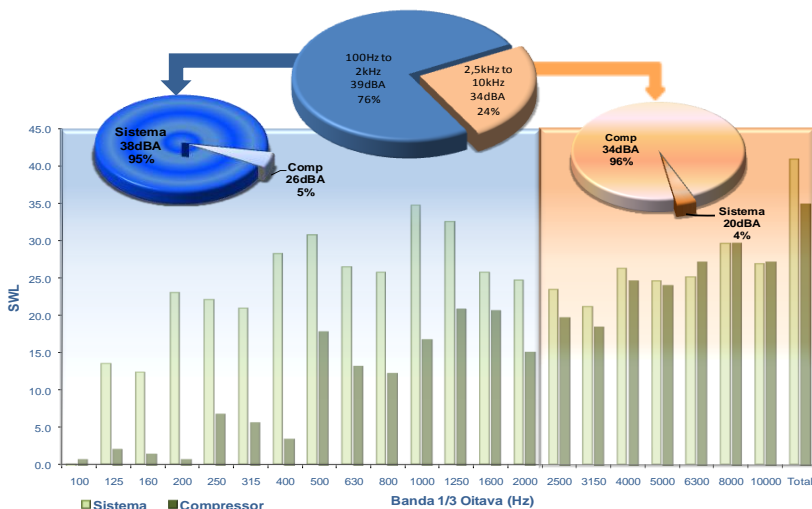
**Figura 17 Equipamentos utilizados para medição de potência sonora em câmara reverberante**

Na Figura 18 é apresentada a posição em que o compressor fica localizado dentro da câmara reverberante para medição da potência sonora irradiada, o sistema de refrigeração é posicionado na outra marcação em branco apresentada na figura, estas medições seguem as normas ISO 03740 e ISO 03741.



**Figura 18 Posicionamento do compressor e refrigerador na câmara conforme norma**

Através da comparação das medições de potência sonora irradiada do compressor e deste mesmo compressor aplicado em um sistema de refrigeração, verificou-se que nas baixas frequências existe uma forte interação entre o compressor e o sistema de refrigeração. Na Figura 19 é mostrada esta comparação na qual o ruído pode ser dividido em duas partes, uma que contém baixas e médias frequências e outro que contempla as altas frequências. A faixa de 100 a 2kHz representa 76% do ruído total, sendo destes apenas 5% irradiados somente pelo compressor, ou seja o restante do ruído nesta banda representa a interação entre o compressor e o sistema. Nas altas frequências praticamente todo ruído gerado pelo compressor é irradiado diretamente pelo refrigerador.



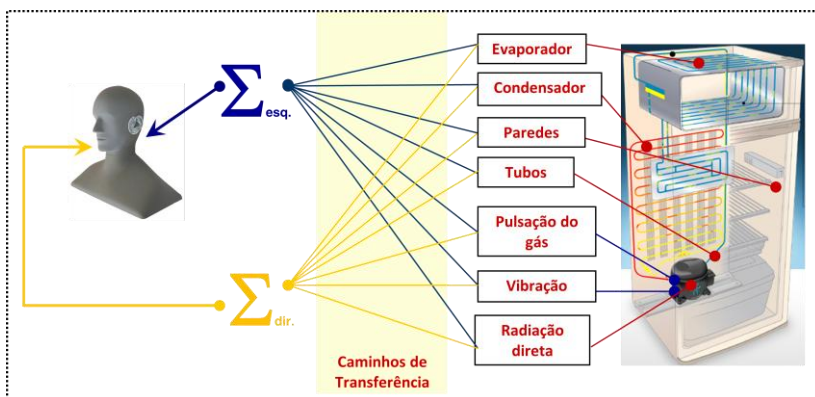
**Figura 19 – Contribuição do compressor no ruído irradiado pelo sistema de refrigeração**

É difícil determinar qual acoplamento possui maior influência no ruído irradiado pelo sistema, se a energia é transferida preferencialmente pelos tubos ou pelos amortecedores, já que é variável conforme as características individuais de cada sistema de refrigeração. Com o intuito de cada vez mais aprimorar o acoplamento dos compressores com os sistemas de refrigeração e pensando no conforto acústico do cliente final, idealizou-se este projeto para auralização dos caminhos de transmissão de ruído de um sistema de refrigeração. O modelo escolhido

foi um frigobar marca Consul modelo CRC12A. Este sistema usa um compressor Embraco modelo EMle30HER – 220V/50-60Hz, com gás refrigerante R-134a.

A subdivisão completa de um sistema de refrigeração é proposta na Figura 20. As funções de transferência desde os pontos de acoplamento até o ponto de pressão sonora são medidas com um torso, composto por uma cabeça artificial que possui dois microfones, pescoço e tórax.

O ponto determinado como ponto do ouvinte (medido em uma sala de campo livre) para o sistema de refrigeração foi determinado considerando a altura de uma pessoa e a uma distância de aproximadamente um metro do sistema. Os sinais auralizados resultantes são obtidos pela convolução das funções de transferência desde a fonte até o ouvinte e o sinal no tempo da fonte.



**Figura 20 – Subdivisão ideal de um sistema de refrigeração**

Para determinar a contribuição dos caminhos estruturais o método de acoplamento das mobilidades é utilizado. Primeiramente é necessário medir as mobilidades nos pontos de acoplamento da fonte,  $Y_f$ , e do sistema receptor,  $Y_r$ . Também é necessário medir as funções de transferência,  $H_{ij}$ , desde estes pontos de acoplamento até o ouvinte.

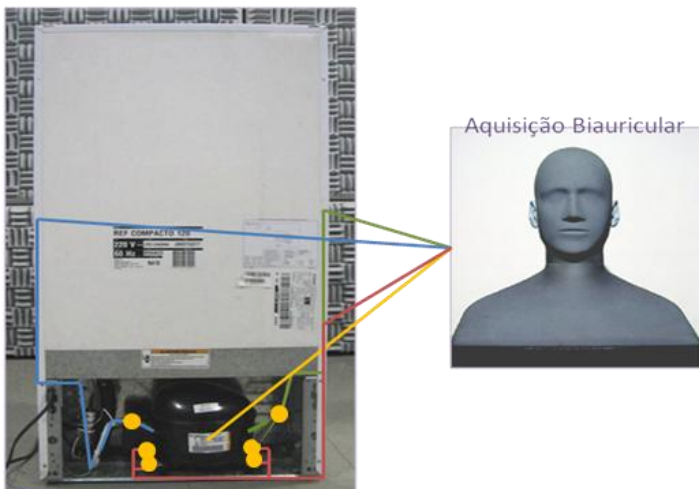
O acoplamento das mobilidades é feito conforme descrito no capítulo anterior. Quando a excitação é força, como na placa base do compressor, usa-se a Equação (2.47a). Quando a excitação é velocidade, como nos tubos do compressor usa-se a Equação (2.45a). Com isso tem-se a função de transferência desde a fonte até o ponto determinado como ouvinte. Estas funções de transferência são calculadas para cada um dos

caminhos definidos e realiza-se a sua convolução com o sinal no tempo medido na fonte de excitação no ponto de acoplamento, que pode ser tanto a velocidade livre ou força bloqueada.

A convolução é feita usando-se as Equações (2.45b) e (2.47b), dependendo do tipo de excitação. Destes sinais obtém-se o ruído auralizado de cada um dos caminhos possibilitando, a partir daí, a determinação da contribuição de cada caminho no ruído total radiado pelo sistema de refrigeração. O ruído total do refrigerador é estimado pelo somatório da contribuição de todos os caminhos considerados, conforme mostra a Equação (3.1):

$$P_t(\omega) = \sum_{i=1}^n P_i(\omega). \quad (3.1)$$

Para representar o sistema de refrigeração completo como mostrado na Figura 20, todo este procedimento é realizado seis vezes para cada caminho de transferência considerado, representado assim os seis graus de liberdade do ponto de acoplamento. Como pode ser visto muitas medições experimentais são necessárias ou, no caso de um modelo numérico, levaria muito tempo para determinar as mobilidades e funções de transferência destes caminhos, devido aos problemas citados anteriormente em relação aos materiais compostos presentes no sistema de refrigeração.



**Figura 21 – Representação dos caminhos auralizados no frigobar.**



Primeiramente, então, decidiu-se por fazer uma subdivisão mais simples do sistema, como pode ser visto na Figura 21, considerando somente um grau de liberdade nos pontos de acoplamento para o cálculo das mobilidades e caminhos de transferência.

Os caminhos de transferência considerados para o cálculo do ruído auralizado do sistema foram os seguintes:

--- Caminho 1: Placa base do compressor, amortecedores, placa base do sistema, torso;

--- Caminho 2: Tubo de sucção do compressor, tubo de sucção do sistema, torso;

--- Caminho 3: Tubo de descarga do compressor, tubo de descarga do sistema, torso;

--- Caminho 4: Radiação direta do compressor até o torso.

Como pode ser visto foram negligenciadas as excitações provenientes da pulsação do gás e as partes do frigobar como condensador e evaporador não foram consideradas como subsistemas independentes. Os pontos amarelos são os pontos de excitação estrutural considerados e onde serão medidos os sinais da fonte.

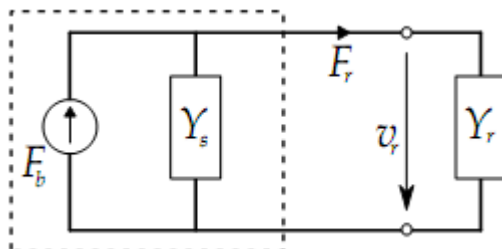
A dificuldade em determinar a contribuição da pulsação do gás não está na medição da fonte, mas na determinação da sua função de transferência. Para isto fontes especiais de pulsação são requeridas. Na próxima seção serão mostradas as tentativas realizadas para medir estas funções de transferência experimentalmente e as demais medições das mobilidades e funções de transferência.

Aplicou-se a metodologia de acoplamento das mobilidades nos caminhos considerados. Os resultados mostrando a contribuição dos caminhos e o ruído total radiado calculado comparado com o ruído total real do sistema de refrigeração serão apresentados nas próximas seções.

### 3.1 DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DAS FUNÇÕES DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA

Conforme descrito por Vorlander (2008) e Dietrich (2010) quando se considera uma fonte acoplada ao sistema receptor de forma unidirecional, ou seja, considerando somente um grau de liberdade, pode-se também representá-la pelo sistema elétrico equivalente, onde a

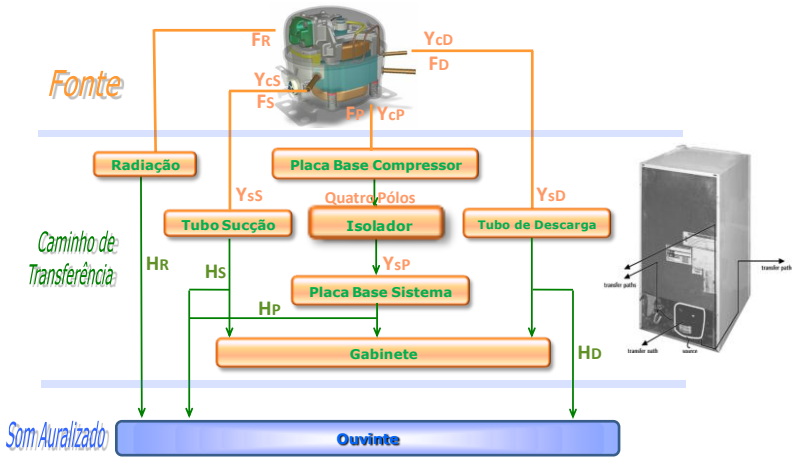
tensão é representada pela força e a corrente elétrica pela velocidade. Uma fonte unidimensional pode ser representada por um circuito aberto, ou seja, por sua força bloqueada  $F_B$  e sua impedância, ou mobilidade  $Y_i$ , ligadas em série. Uma primeira representação de qualquer fonte pode ser descrita por um circuito aberto, força bloqueada e impedância ou mobilidade ou por um curto circuito, velocidade livre e impedância ou mobilidade.



**Figura 22 – Circuito mecânico de uma fonte estrutural ligada à uma estrutura receptora.**

Fonte: Dietrich, Holler e Lievens (2010).

A Figura 23 mostra um esquema das medições necessárias para calcular cada um dos caminhos considerados. Torna-se preciso medir os sinais no domínio do tempo da fonte conforme mostra o circuito da Figura 22, ou seja, a força bloqueada do compressor na placa base,  $F_P$ , a velocidade livre nos tubos de sucção e descarga do compressor,  $F_S$  e  $F_D$ , e o ruído radiado pelo compressor,  $F_R$ , em uma câmara semi anecóica. Também devem ser determinadas as mobilidades nos pontos de acoplamento da fonte,  $Y_{cP}$ ,  $Y_{cS}$  e  $Y_{cD}$ , e do sistema receptor,  $Y_{sP}$ ,  $Y_{sS}$  e  $Y_{sD}$ ; as funções de transferência desde o sistema receptor até o ouvinte para cada um dos pontos de conexão,  $H_P$ ,  $H_S$ ,  $H_D$  e  $H_R$ , e a matriz quatro pólos dos isoladores.



**Figura 23 - Esquema das medições necessárias.**

Nas próximas seções serão apresentados os experimentos e os resultados para cada um dos caminhos de transferência, começando pela placa base do compressor.

### 3.1.1 Caminho 1 – Placa Base

Lembrando novamente do circuito apresentado na Figura 22, para realizar a auralização do caminho 1, primeiramente é necessário medir a mobilidade livre nos quatro pontos de apoio na placa base do compressor, Figura 24.

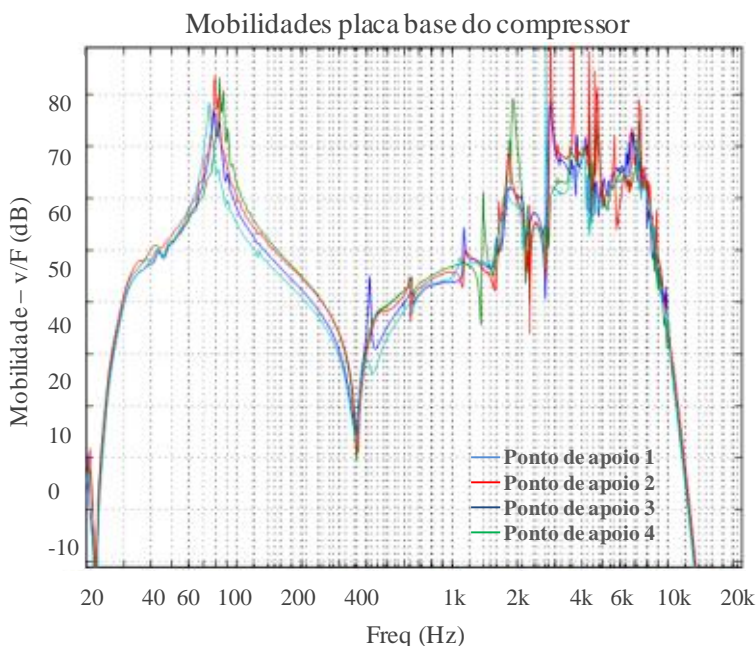


**Figura 24 – Mobilidade livre placa-base compressor.**

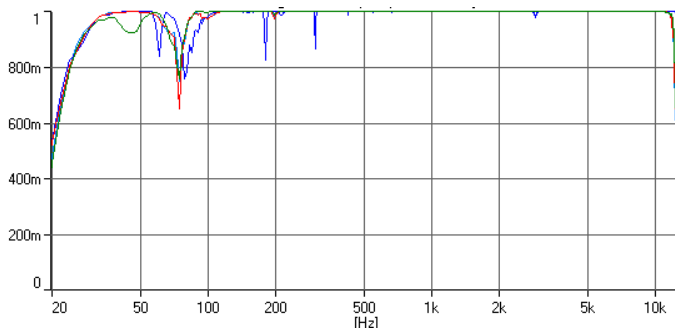
Para a medição destas mobilidades, o compressor foi suspenso por cintas elásticas, este sistema possui sua frequência de ressonância em 12 Hz.

O range de frequência utilizado para a análise é de 20 a 6.400 Hz, mas as medições das mobilidades são realizadas até a frequência de 12.800 Hz. Para todas as mobilidades medidas no compressor foi utilizado um martelo de impactação, com um transdutor de força marca PCB, modelo 208C02 e a resposta medida por um acelerômetro triaxial marca B&K, modelo 65-10.

Nas Figuras 25(a) e (b) são mostrados os gráficos das mobilidades e coerência, respectivamente, nos quatro pontos de apoio. Pode-se observar que não há muita variação de um ponto para outro, o que já era esperado, principalmente nas baixas frequências por se comportar como um corpo rígido.

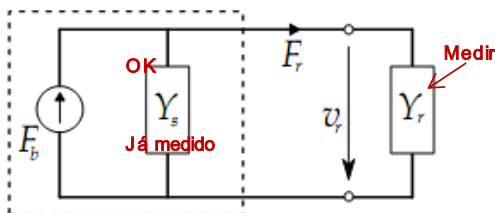


**Figura 25(a) – Mobilidade livre placa base compressor.**



**Figura 25(b) - Coerência da mobilidade livre placa base compressor.**

Continuando a linha do circuito, Figura 26, é necessário medir as mobilidades na placa base do sistema, na mesma direção que na placa base do compressor.



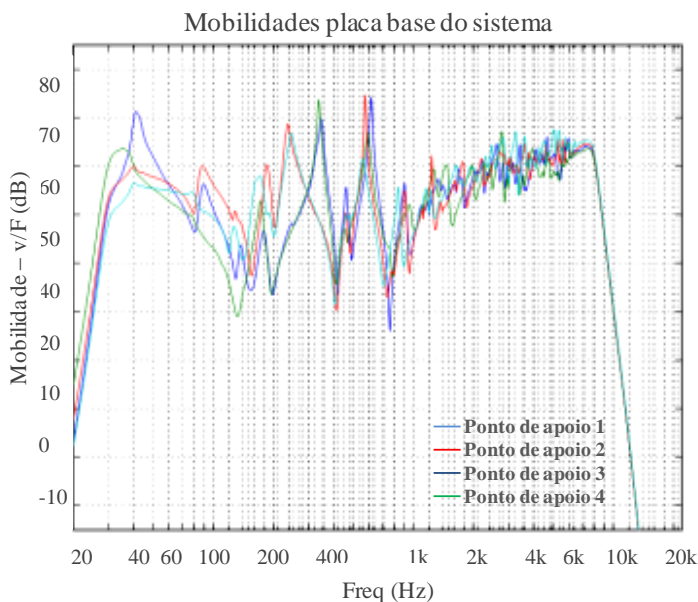
**Figura 26 – Medições necessárias para finalizar o Caminho 1.**

Estas medições são feitas conforme mostrado na Figura 27 nos quatro pontos de apoio do sistema, a posição destes pontos também é mostrada nesta figura. As mobilidades na placa base do sistema são medidas utilizando um excitador eletrodinâmico, com um transdutor de força marca PCB, modelo 208C02 e a resposta é medida utilizando um acelerômetro triaxial marca B&K, modelo 65-10. Todas as medições realizadas no sistema de refrigeração utilizam um excitador eletrodinâmico para excitar a estrutura usando um *sweep* gerado pelo software Monkey Forest da Universidade de Aachen, que é uma função logarítmica que passa mais lentamente nas baixas frequências e vai até a frequência de 12.800 Hz.

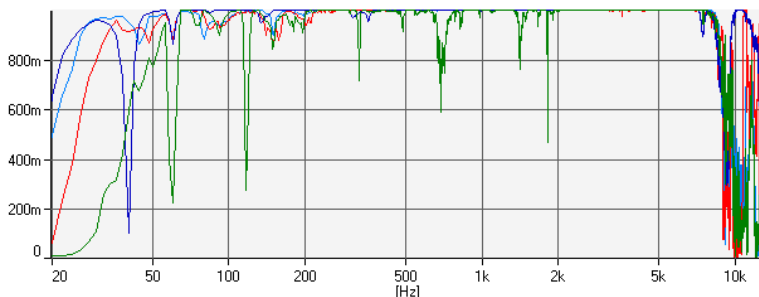


**Figura 27 – Mobilidade livre placa-base sistema.**

De forma diferente que na placa base do compressor, a mobilidade nos quatro pontos de apoio do sistema possui uma maior variação entre eles, Figura 28. Isto ocorre devido à presença de parafusos que prendem esta placa ao restante do sistema e em diferenças geométricas entre os dois lados da placa base, o que pode ser observado também na Figura 27.



**Figura 28(a) – Mobilidades placa base do sistema.**



**Figura 28(b) - Coerência da mobilidade placa base do sistema.**

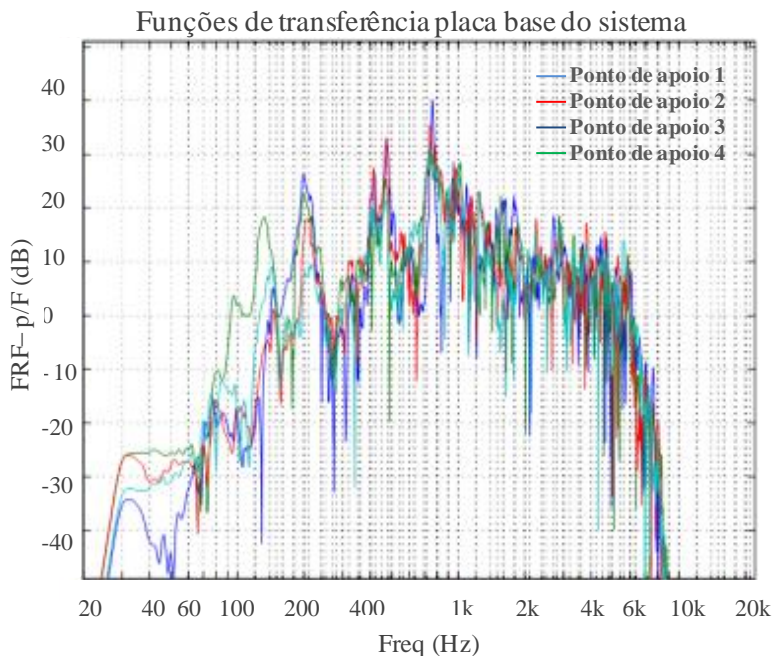
Nesta mesma medição são calculadas as funções de transferência desde a placa base do sistema até a posição determinada como ouvinte, conforme mostra a Figura 29.



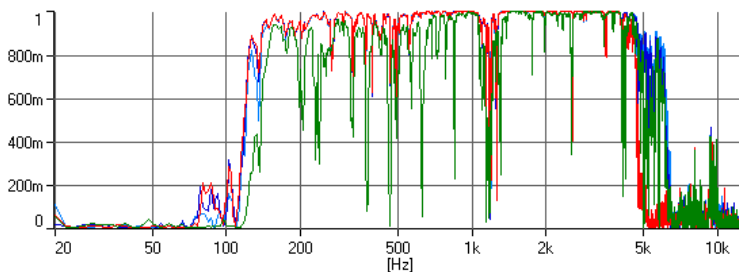
**Figura 29 – Posição do ouvinte.**

Estas medições são realizadas em uma sala semi-anecóica de engenharia, a resposta da função de transferência é medida utilizando uma cabeça *dummy* ou torso com dois microfones marca B&K modelo 4189. Como pode ser visto na Figura 29, o torso foi posicionado na frente do sistema a 1 metro de distância e com altura de 1,2 metros.

As Figuras 30(a) e (b) mostram os espectros das funções de transferência e coerência, respectivamente, desde a placa base do sistema até a posição do ouvinte.



**Figura 30(a) – Funções de transferência placa base do sistema.**



**Figura 30(b) - Coerência da funções de transferência da placa base do sistema.**

Para completar este caminho, conforme mostrado na Figura 26, falta ainda a matriz quatro pólos do isolador. Para calcular os coeficientes desta matriz foi utilizada a metodologia mostrada na Seção 2.4.1. A Figura 31 mostra o experimento realizado para medir estes coeficientes, sobre o isolador foi utilizada uma massa com  $\frac{1}{4}$  da massa



do compressor modelo EM utilizado, igual a 1,84 Kg para que a pré-deformação do isolador seja a mesma de quando este é montado no sistema de refrigeração.



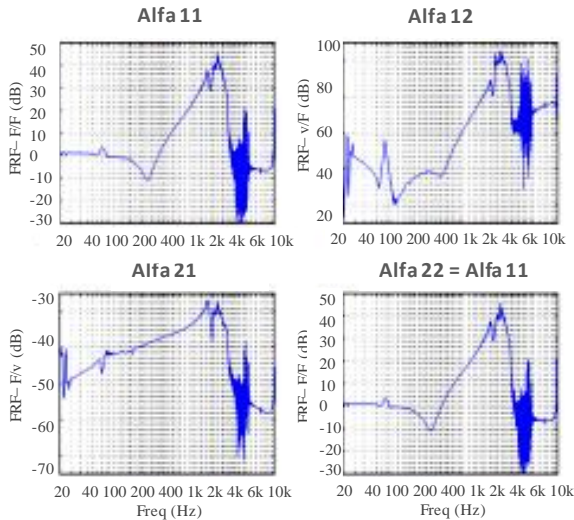
**Figura 31 – Experimento para medir os coeficientes da matriz quatro pólos.**

A base do isolador é considerada como ponto 2, que foi bloqueada, ou seja,  $V_2 = 0$  e a força neste ponto é medida utilizando um transdutor de força marca PCB, modelo 208C02. Acima do isolador tem-se outro transdutor de força e um acelerômetro triaxial marca B&K, modelo 65-10 para medir os demais sinais  $V_1$  e  $F_1$ . A excitação utilizada foi aplicada por um excitador eletrodinâmico, utilizando um sinal randômico com um range de frequências desde 0 a 12.800 Hz.

Como o isolador foi considerado simétrico, a Equação 2.33 é válida e todos os coeficientes podem ser calculados com a medição destes três sinais. A Figura 32 mostra o espectro de frequência dos coeficientes da matriz quatro pólos.

Estes espectros serão utilizados para acoplar a fonte ao sistema receptor conforme mostrado na Seção 2.4.1.

Com isso tem-se todos os dados das mobilidades e funções de transferência e para completar os dados necessários para calcular este caminho resta a medição da fonte, que será mostrada mais adiante.

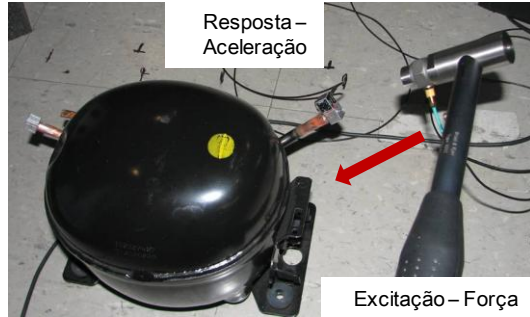


**Figura 32 – Matriz quatro pólos do isolador.**

### 3.1.2 Caminhos 2 e 3 – Tubos de Sucção e Descarga

Como os experimentos para medir estes dois caminhos são análogos, nesta seção são mostradas as medições e os espectros resultantes dos dois tubos.

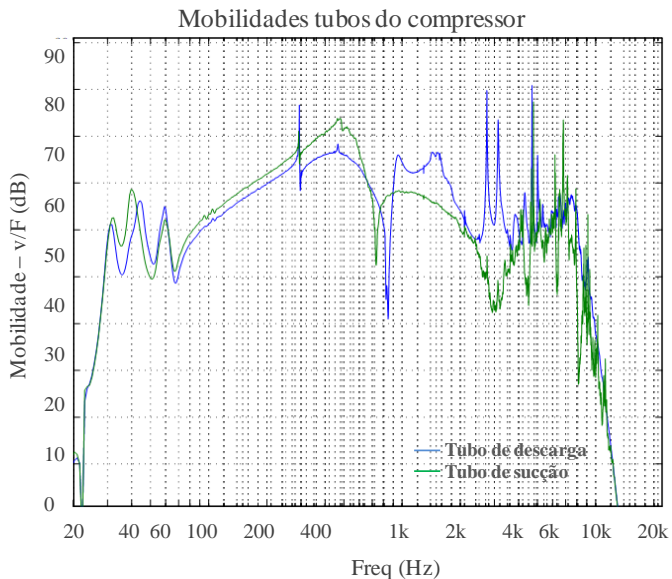
Considerando novamente a analogia com o sistema elétrico, para realizar a auralização destes caminhos primeiramente é necessário medir a mobilidade livre no tubo de sucção e descarga do compressor, Figura 33. Para esta medição foi utilizado um cubo conectado aos tubos do compressor a fim de fixar o acelerômetro e possibilitar a impactação para o cálculo das mobilidades. O transdutor de força utilizado é da marca PCB modelo 208C02 é o mesmo transdutor utilizado com o excitador eletrodinâmico para medir as mobilidades no caminho da placa base e o acelerômetro utilizado é da marca B&K modelo 65-10 triaxial.



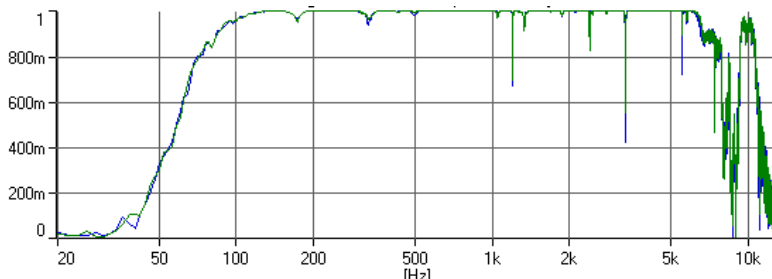
**Figura 33 – Mobilidade tubo sucção do compressor.**

Na Figura 34 são mostrados os gráficos das mobilidades nos tubos de sucção e descarga do compressor nos pontos de conexão.

A resposta em azul representa a mobilidade do tubo de descarga e o verde o tubo de sucção. Para este caso, diferentemente da placa base do compressor, a resposta dos dois tubos são bastante diferentes, principalmente em alta frequência. Motivos para estas diferenças são os diâmetros dos tubos diferentes e o fato de que somente o tubo de descarga está ligado ao kit do compressor.



**Figura 34(a) – Mobilidade tubos do compressor.**



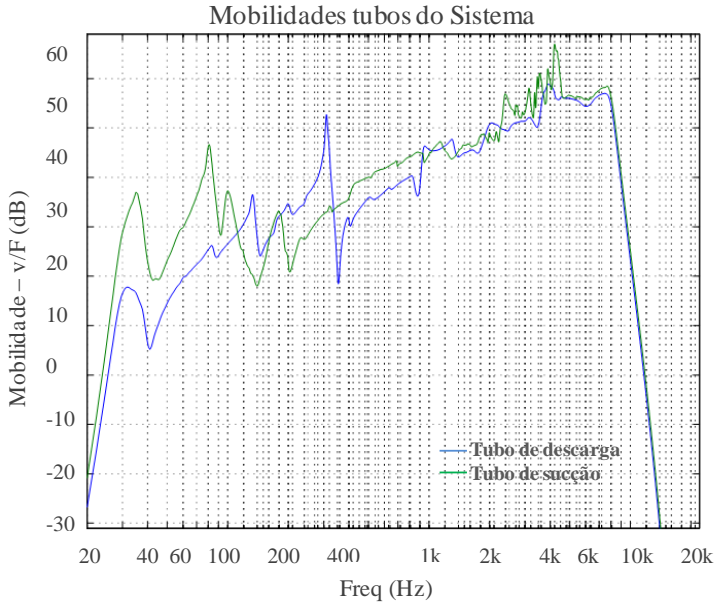
**Figura 34(b) - Coerência da mobilidade nos tubos do compressor.**

No refrigerador, da mesma forma que para a placa base, foi utilizado um excitador eletrodinâmico, “shaker”, para excitar o sistema, Figura 35. A direção de excitação deve ser a mesma em que forma excitados os tubos de sucção e descarga do compressor.

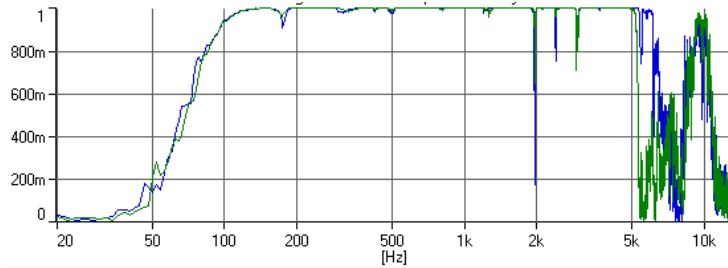


**Figura 35 – Mobilidade livre tubos do compressor.**

Da mesma forma que na placa base do sistema as funções de transferência foram medidas ao mesmo tempo em que as mobilidades nos tubos de sucção e descarga. Na Figura 36(a) e (b) temos o gráfico da mobilidade e coerência, respectivamente, do sistema nos pontos de acoplamento com os tubos de sucção e descarga.

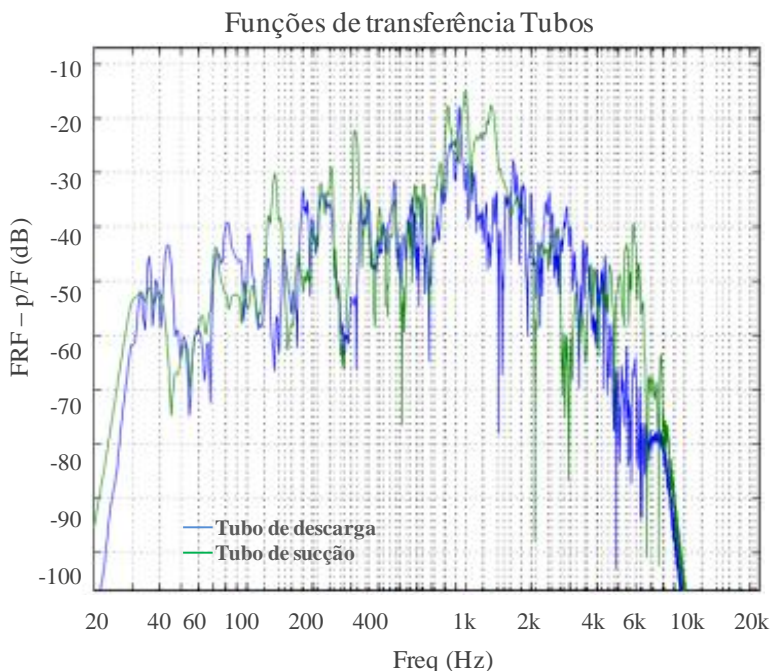


**Figura 36(a) – Mobilidade livre dos tubos do sistema**



**Figura 36(b) - Coerência da mobilidade nos tubos do sistema de refrigeração.**

A Figura 37 mostra as funções de transferência desde os tubos até o ponto definido como ouvinte, mostrado na Figura 29.



**Figura 37 – Funções de transferência tubos do sistema.**

Com estas medições tem-se todos os dados das mobilidades e das funções de transferência necessários para auralizar estes caminhos, faltando somente os dados da fonte.

### **3.1.3 Caminho 4 – Radiação direta**

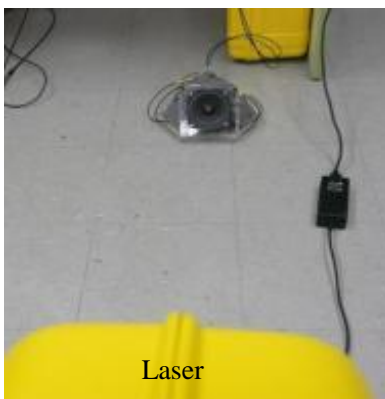
Para o cálculo desta função de transferência foi utilizada uma fonte conhecida na mesma posição do compressor e depois esta FRF foi convoluída com o sinal da fonte medido em uma sala semi anecóica.

A fonte utilizada foi fabricada utilizando três alto falantes ligados em paralelo e posicionando-os em uma caixa de acrílico conforme mostrado na Figura 38, para que a sua radiação se aproxime de uma fonte semi esférica.



**Figura 38 – Fonte acústica.**

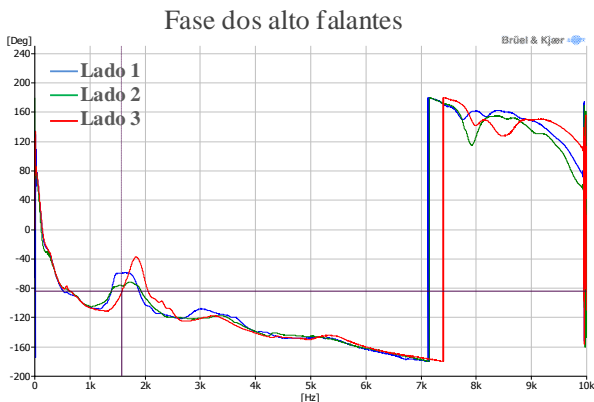
Dentro da fonte foi utilizada espuma para evitar reverberação e radiação pela caixa de acrílico. O primeiro teste realizado foi para verificar se todos os alto falantes estavam em fase. Para isso foi gerado um sinal harmônico varrendo todas as frequências de 10 à 10 KHz utilizando o software PULSE. Este sinal foi amplificado e enviado para a fonte. O experimento é mostrado na Figura 39.



Laser

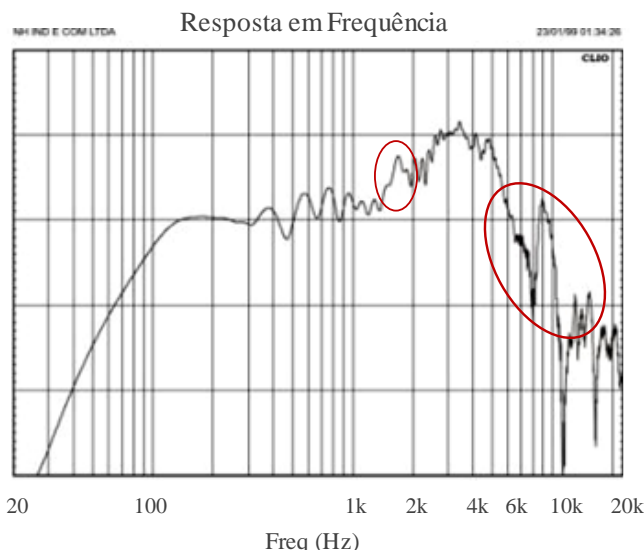
**Figura 39 – Conferência da fase entre os alto falantes.**

Compararam-se as fases dos três alto falantes. Os gráficos das fases em função da frequência estão apresentados na Figura 40. O sinal medido foi o deslocamento no centro do alto falante com um laser a 1 metro de distância.



**Figura 40 – Fase entre os alto falantes.**

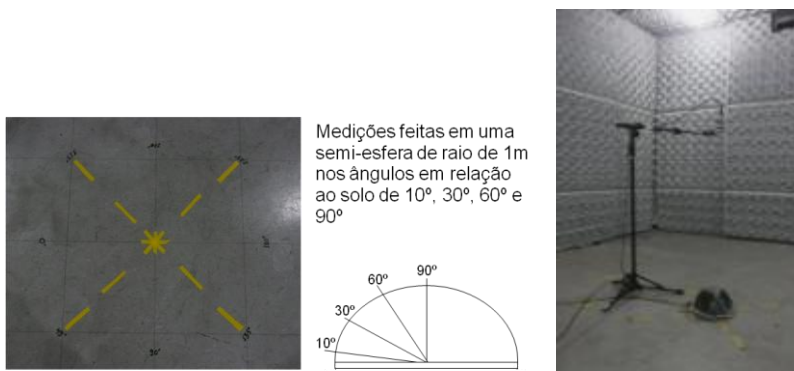
Verificou-se que acima de 7 KHz têm-se grandes variações da fase entre os alto falantes bem como em frequências próximas a 2 KHz. A Figura 41 mostra o gráfico enviado pelo fabricante deste modelo de alto falante 4HBWI280 marca HB com 35 W RMS de potência. Nele pode-se verificar uma ressonância próximo de 2 KHz e que, a partir de 5 KHz, a resposta do mesmo decai, o que explica a variação encontrada nos dados da fase dos diferentes alto falantes



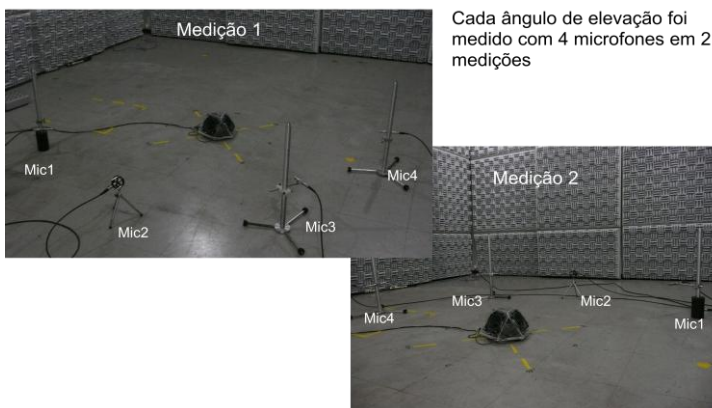
**Figura 41 – Resposta do alto falante modelo 4HBWI280.**



A partir destes resultados foram realizados testes para verificar a diretividade da fonte. Foi medida a pressão sonora com quatro microfones em um raio de 1m de distância da fonte de 45 em 45° e em três ângulos de elevação, a última medição foi em um ponto bem acima da fonte, Figura 42, nos outros ângulos de elevação foram realizadas duas medições para se ter o círculo completamente medido, como pode ser visto na Figura 43.



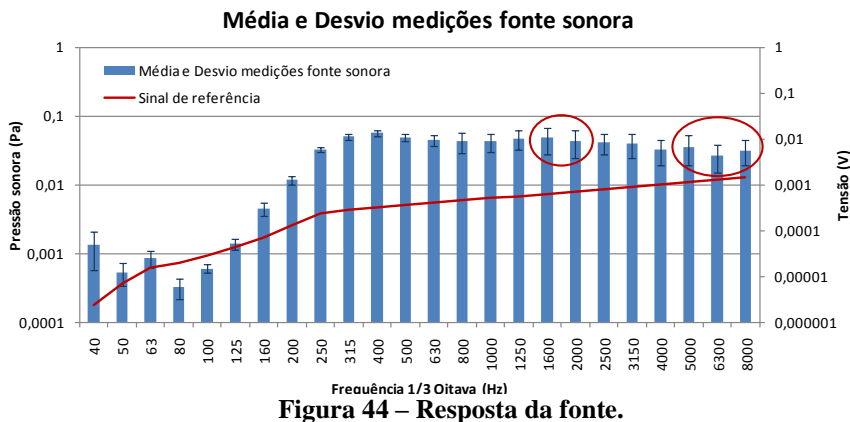
**Figura 42 – Esquema de medição e medição no topo da fonte.**



**Figura 43 – Posição dos microfones para demais medições.**

A Figura 44 mostra uma média dos vinte e cinco sinais medidos e o desvio padrão para cada banda de terço de oitava. Observa-se que os maiores desvios estão próximos da banda de 2 kHz, atribuídos

novamente à ressonância que este modelo de alto falante possui. O sinal usado para excitar a fonte está comparado com a média dos valores medidos.

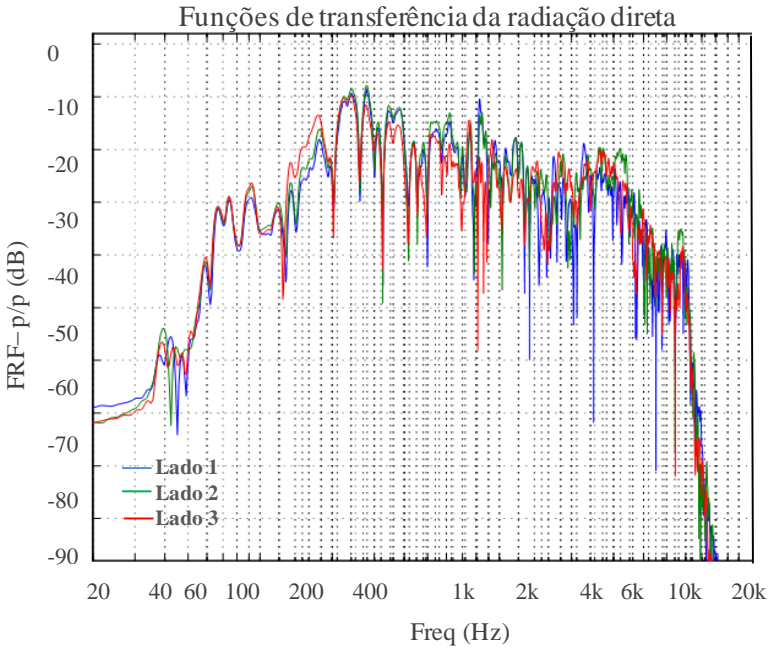


Observa-se que a fonte se comporta bem próximo de uma fonte semi-esférica até a banda de 1.250 Hz e com isso pode ser utilizada para calcular a função de transferência para a radiação direta do compressor. Para medir a função de transferência a fonte foi colocada no sistema na posição onde o compressor estaria conforme mostrado na Figura 45.

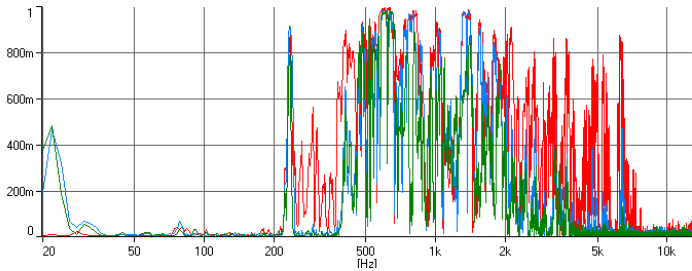


**Figura 45 – Medição da função de transferência de radiação direta.**

A Figura 46(a) e 46(b) mostram estas funções de transferência e coerência, respectivamente, variando a posição da fonte dentro do sistema de refrigeração, ou seja, variando o lado do alto falante que fica virado para fora do sistema.

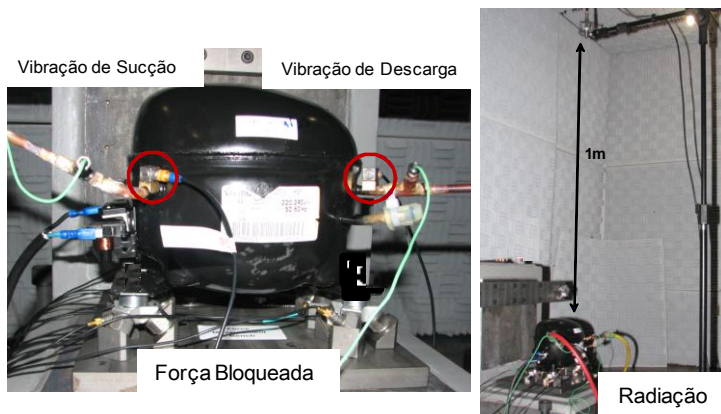


**Figura 46(a) – Função de transferência da radiação direta.**



**Figura 46(a) - Coerência da função de transferência da radiação direta.**





**Figura 48 – Medição dos sinais da fonte.**

### 3.2 TESTES PARA AVALIAR O CAMINHO PULSAÇÃO

Nesta seção são apresentados alguns testes realizados na tentativa de medir o caminho que representa a pulsação do gás refrigerante no sistema de refrigeração. Na primeira tentativa o sistema foi deixado dentro da câmara semi-anecóica e o compressor foi colocado do lado de fora da câmara para seu ruído não interferir nas medições. O compressor foi conectado ao refrigerador por tubos de cobre com comprimento de 4 metros, a conexão deste tubo com os tubos do sistema feitos com um tubo flexível, conforme mostra a Figura 49.



**Figura 49 – Primeiros testes pulsação, lado do sistema.**

Constatou-se que essa configuração não é adequada para medir o efeito da pulsação de gás devido ao grande volume entre a fonte

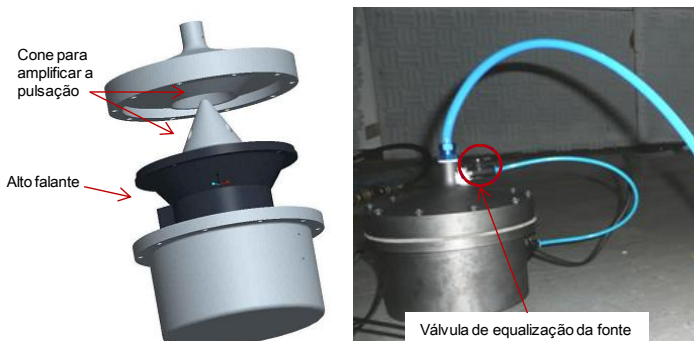
pulsante e a entrada do refrigerador, o que levou a uma alta atenuação, impossibilitando a medição de pulsação significativa na entrada dos tubos de sucção e descarga do sistema. Por outro lado, esta experiência é adequada para medir o efeito do ruído de fluxo, pois não há nenhum outro ruído para mascarar este efeito. A instalação de medição é mostrada na Figura 49 para o lado do refrigerador e o lado do compressor, fora da câmara, é mostrado na Figura 50.



**Figura 50 – Primeiros testes pulsação, lado do compressor.**

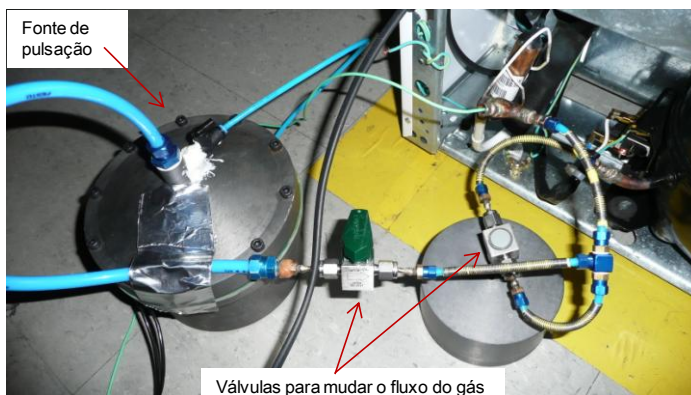
Em uma segunda etapa, construiu-se uma fonte de pulsação de gás, que não é um compressor, que pudesse ser adequada para medir os efeitos da pulsação de gás no refrigerador. Para gerar a pulsação utilizou-se um alto-falante marca HB modelo 4HBWI280, que é o mesmo utilizado na fonte sonora construída, para medir o caminho da irradiação direta do compressor. Este dispositivo consiste de um tubo de saída que será conectado ao sistema de refrigeração, tanto do lado de descarga, como no lado da sucção.

Como esta nova fonte precisava se adaptar às condições normais de funcionamento, ou seja, pressões de até 10 bar na descarga e pressões levemente negativas na sucção, ela possui um desvio, para evitar que o alto falante seja danificado pela diferença de pressão entre os seus dois lados, como mostrado na Figura 51.



**Figura 51 – Fonte de pulsação.**

O experimento é feito da forma descrita a seguir. O sistema deve chegar às condições normais de pressão nas linhas de sucção e descarga utilizando o compressor. Neste momento o compressor deve ser rapidamente desligado e a linha conectada à fonte de pulsação, mudando a posição das válvulas apresentadas na Figura 52.



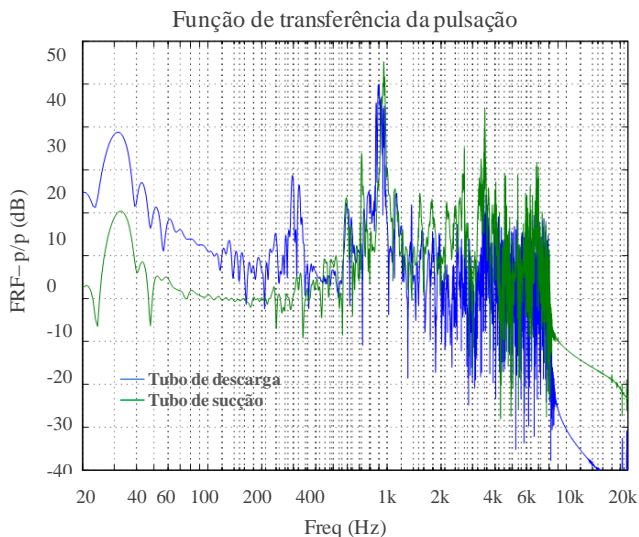
**Figura 52 – Experimento para medição da pulsação**

Depois de feita esta mudança a fonte usa um *sweep* para excitar a linha, primeiramente o lado da sucção e depois o lado da descarga. Uma vez que as diferenças de pressão no refrigerador levam pouco tempo para equalizar, esta medição deve ser feita o mais rápido possível.

Estas medições foram realizadas também em uma sala semi-anecóica de engenharia, a posição do ouvinte é a mesma apresentada na Figura 29, e as funções de transferência foram medidas usando o sinal

de pressão sonora de excitação, medida por um transdutor de pressão, marca PCB, modelo 601A, nos tubos de sucção e descarga pela pressão medida na posição do ouvinte.

Mesmo com esta fonte a excitação não foi suficiente para medir a função de transferência da pulsação acima da frequência de 1.500 Hz como pode ser visto na Figura 53.



**Figura 53 – Funções de transferência da pulsação**

Várias tentativas de avaliação do caminho da pulsação do sistema de refrigeração foram feitas, sem entretanto, obter bons resultados. Decidiu-se então por não utilizar este caminho na análise do ruído irradiado pelo sistema.

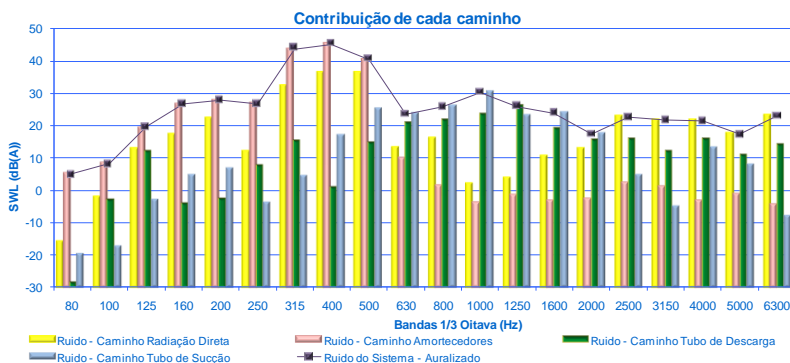
### 3.3 RESULTADOS

Com todos estes dados em mãos pode-se aplicar a metodologia apresentada anteriormente para calcular a contribuição de cada caminho no ruído total irradiado pelo sistema de refrigeração.

O cálculo dos caminhos é realizado de acordo com as Equações (2.45) e (2.47) para os tubos e placa base respectivamente.



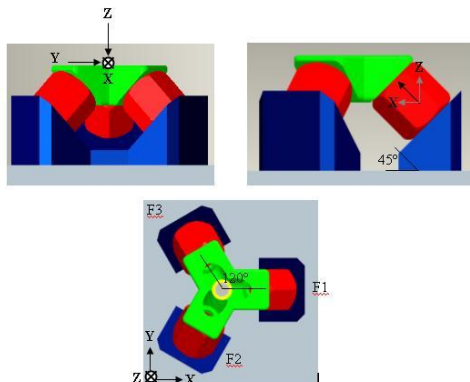
Cada um dos caminhos, como mostrado na Figura 21, foi auralizado separadamente e posteriormente os sinais foram somados, representando o ruído do sistema como um todo. A Figura 54 mostra a contribuição de cada caminho e o ruído total auralizado. Com esta análise pode-se verificar que a energia vibratória que passa pela placa base do sistema domina nas baixas frequências, enquanto que os tubos de sucção e descarga contribuem mais nas médias frequências. A radiação direta do compressor domina a partir da banda de 2500 Hz onde as frequências de ressonância da carcaça do compressor iniciam.



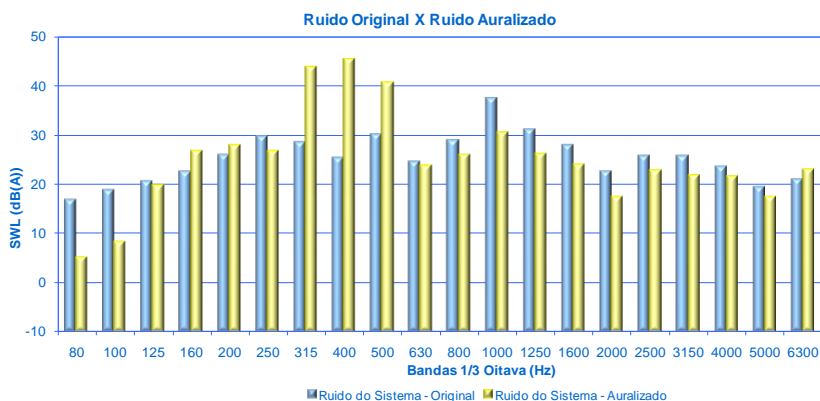
**Figura 54 – Contribuição de cada caminho de transferência**

Comparando os espectros de pressão sonora do sistema real medido e do sistema auralizado, são observadas algumas diferenças significativas nas bandas de 250, 315 e 400, Figura 56, que acredita-se ser devido a maneira como os dados da fonte sonora para o caminho 1, placa base do sistema foram medidos. Para medir a força bloqueada da fonte nas três translações foi utilizada uma montagem, utilizando três transdutores de força uniaxiais, marca PCB, modelo 208C02, conforme mostra a Figura 55. Testes realizados posteriormente mostraram que este tipo de montagem acaba adicionando ruído ao sinal medido, devido ao cisalhamento do cristal piezoelétrico além da sua compressão.

As diferenças encontradas nas médias e altas frequências, a partir de 1000 Hz devem-se aos subsistemas complexos que não foram considerados no modelo, tais como condensador do sistema fixado em espuma expandida, evaporador, pulsação e ruído de fluxo e também porque foi considerado somente três graus de liberdade nos acoplamentos para o cálculo das impedâncias e funções de transferência.



**Figura 55 – Montagem para medição da força bloqueada.**



**Figura 56 – Comparação entre ruído real e ruído auralizado.**

Para entender melhor e quantificar a importância de se utilizarem os seis graus de liberdade nos acoplamentos, definiu-se criar um sistema vibroacústico formado por placas e vigas de tal forma que tornasse possível fazer a sua simulação completa e rápida, com o intuito de verificar a importância da redução dos graus de liberdade nos acoplamentos no ruído auralizado.

Nos próximos capítulos o novo sistema e os resultados das simulações serão apresentados.

## 4 ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE UM MODELO SIMPLIFICADO.

O objetivo de se utilizar um sistema formado por componentes mais simples é para tornar possível a simulação numérica do modelo completo, realizando o cálculo dos caminhos considerando todos os seis graus de liberdade em cada ponto de conexão.

O sistema vibroacústico utilizado neste capítulo consiste de uma caixa medindo 500 mm de comprimento, 200 mm de largura e 300 mm de altura formada por placas e vigas, de uma fonte, uma mola e uma barra circular que faz a ligação da fonte à caixa. As partes do sistema vibroacústico e as análises que serão realizadas são apresentadas nas seções seguintes.

### 4.1 DESCRIÇÃO DO SISTEMA SIMPLIFICADO

A caixa é formada por placas que representam suas laterais e fundo e por vigas parafusadas nestas placas por meio de quatro bases para apoio do sistema no chão, conforme pode ser visto na Figura 57. A fonte é formada por um excitador eletrodinâmico fixado à um cubo que possui uma barra circular utilizada para conectar a fonte às laterais do sistema receptor. O cubo é também preso à base do sistema por uma mola.



**Figura 57 – Sistema vibroacústico completo.**

### 4.1.1 Caixa

A lateral direita, a tampa e o fundo da caixa são fabricadas em aço 1020, e espessura de 1 mm, sendo que a lateral direita e a tampa são fabricadas de uma chapa única dobrada nas dimensões descritas anteriormente.

A parte de trás da caixa não possui muitos detalhes, sendo também formada por uma chapa de aço 1020 com 1 mm de espessura. Esta parte é soldada na lateral direita e tampa com solda do tipo MIG. A Figura 58 mostra um exemplo de como ficou o cordão de solda



**Figura 58 – Exemplo de cordão de solda.**

A lateral esquerda foi fabricada também em aço 1020, mas com espessura de 3 mm, para que as mobilidades das duas laterais sejam diferentes. Esta lateral é soldada às outras duas partes montadas anteriormente. Depois de soldada a caixa foi submetida ao processo de zincagem, o objetivo de se utilizar este processo é para proteção contra a corrosão.

Além das placas a caixa é formada por duas vigas em U fabricadas também em aço 1020 com larguras de 38,1 e 50,8 mm. Estas larguras se referem às vigas em U existentes no mercado da marca Gerdau modelos 1 ½" e modelo de 2". As vigas são fixadas às placas através de oito parafusos com rosca M8, que serão parafusados aos calços para corrigir a diferença de altura entre as vigas permitindo que o sistema seja apoiado no chão.

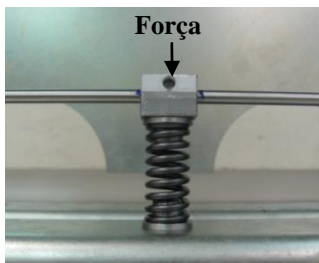
A Figura 59 mostra as partes inferiores do sistema. Como pode ser visto, entre a caixa e as barras em “U” foram usados espaçadores e arruelas com diâmetro externo igual ao diâmetro da cabeça dos parafusos M8 com sextavado interno. Estes espaçadores serão utilizados para facilitar a representação desta união no modelo numérico.



**Figura 59 – Peças da parte inferior do sistema.**

#### **4.1.2 Excitação**

Foi utilizado um excitador eletrodinâmico modelo B&K 4810, com amplificador modelo B&K 2706, para excitar a estrutura receptora com um sinal randômico, ou seja, um sinal aleatório em banda. Este excitador é suspenso e fixado por um estringer ao cubo que prende a barra circular às laterais da caixa e também uma mola para fixar esta estrutura à base da caixa como mostrado na Figura 56. A mola possui as seguintes dimensões: diâmetro do fio de 2.6 mm; passo de 4 mm e diâmetro interno da mola de 11 mm. A força transmitida para a estrutura foi medida por uma cabeça de impedância B&K modelo 8001.

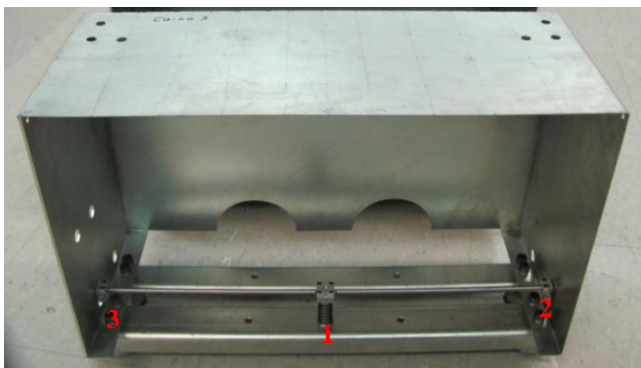


**Figura 60 – Fonte do sistema vibroacústico.**

Para o cálculo da resposta impulsiva da estrutura também foi utilizado um martelo PCB modelo 208C02.

## 4.2 CAMINHOS E ANÁLISES

Conforme pode ser visto na Figura 61, o cubo central, onde a excitação é imposta, possui três pontos de conexão com a estrutura receptora, que representam os caminhos de transferência de energia vibroacústica desde a fonte de excitação até um ponto na sala semi-anecóica onde a pressão sonora será medida.



**Figura 61 – Caminhos de transferência do sistema vibroacústico.**

O sistema será analisado considerando os seguintes caminhos estruturais:

- 1- Base do cubo central, mola, base da caixa, microfone;
- 2- Lateral direita cubo, lateral direita caixa, microfone;
- 3- Lateral esquerda cubo, lateral esquerda caixa, microfone;

Nos pontos de fixação nas laterais da caixa serão calculadas as mobilidades de transferência nas direções transversais e os momentos, na base, que está acoplada a uma mola, será considerada somente a direção em que a força é aplicada.

A metodologia utilizada para o cálculo das mobilidades é através da utilização do modelo completo da caixa em elementos finitos, utilizando o software Ansys 11, sendo que as mobilidades em cada uma

das direções serão calculadas separadamente, considerando cada grau de liberdade. A caixa foi modelada e a validação feita através de medições experimentais de análise modal e funções de transferência, mais detalhes serão apresentados na Seção 4.3. A mola será representada por sua matriz quatro pólos obtida experimentalmente.

As funções de transferência até o ponto de pressão sonora, determinado como ouvinte, foram calculadas utilizando o modelo numérico do sistema vibroacústico, onde o campo acústico foi modelado em elementos de contorno e a irradiação sonora calculada com o software VaOne 10 para cada ponto de acoplamento e direção de excitação.

Todos estes dados foram levados para o programa que realiza a auralização, desenvolvido em Matlab, que calcula cada um dos caminhos, representados por sua resposta impulsiva e realiza a convolução destes sinais com o sinal de excitação.

Para cada um dos caminhos foi realizada a análise de sensibilidade, ou seja, o ruído auralizado foi comparado quando graus de liberdade são retirados. Primeiramente serão retiradas as rotações e posteriormente as translações. Serão comparados os resultados de ruído do sistema completo e considerando somente a direção normal do fluxo de energia.

O objetivo principal do trabalho é verificar se é possível representar o sistema utilizando medições em uma direção somente e determinar qual é esta direção.

## 4.3 MODELO NUMÉRICO

A caixa apresentada na Seção 4.1.1 foi modelada em elementos finitos e o primeiro passo antes de utilizar seus dados de saída para o cálculo dos caminhos é ajustar de forma que represente da melhor forma o modelo real.

Para o ajuste do modelo numérico primeiramente foi considerada somente a caixa, ou sistema receptor, e realizou-se uma análise modal experimental. O objetivo é verificar se os primeiros modos do modelo numérico concordam com os modos do sistema real.

Como o objetivo é analisar os modos até a frequência de aproximadamente 200 Hz ou os 10 primeiros modos e sabendo que a velocidade das ondas de flexão em placas é calculada conforme a equação:

$$c_b = \sqrt[4]{\frac{4\pi^2 f^2 B}{\rho_s}}. \quad (4.1)$$

$$\text{sendo } B = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$$

$$h = 1 \text{ mm}$$

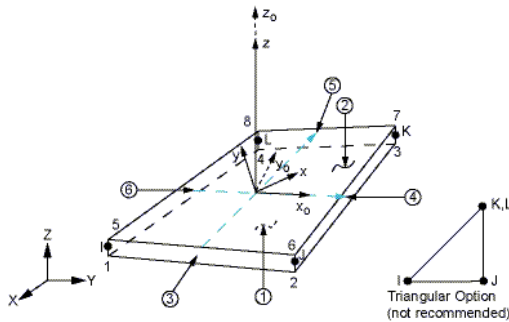
$$\rho_s = 7.86 \text{ kg/m}^2$$

$$E = 210 \text{ GPa}$$

Tem-se assim que o comprimento de onda para a frequência de 200 Hz é de aproximadamente 222 mm. Para uma melhor resolução, até esta frequência, a caixa foi dividida em intervalos de 50 mm, totalizando 180 pontos de medição. Cada um dos pontos foi medido utilizando um acelerômetro B&K, modelo 4397 e para a excitação foi utilizado um martelo com transdutor de força PCB, modelo 208C02 o ponto de impactação é na união entre a placa traseira e lateral esquerda por ser o ponto mais rígido da estrutura.

Após realizadas as medições em todos os pontos com o software PULSE 14.01 os dados foram exportados para o software MEscape 4.0.1 onde as formas modais e os amortecimentos modais foram calculados.

As placas do modelo foram representadas através de elementos de casca do tipo SHELL181, que possui quatro nós com seis graus de liberdade em cada nó (translações e rotações sobre os eixos X, Y e Z), conforme mostra a Figura 62. Estes elementos são utilizados para pequenas a médias espessuras.



**Figura 62 – Elemento de casca SHELL181.**



As placas das laterais e do fundo e as vigas em U possuem o mesmo material e inicialmente foi utilizado módulo de elasticidade  $E = 210 \text{ GPa}$  e densidade  $\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$ . Variando a espessura de acordo com a placa que está sendo representada, a lateral direita e fundo possuem 1 mm de espessura e a lateral esquerda e vigas possui 3 mm de espessura.

Nestas laterais foi separada uma área próxima das bordas onde foi considerado o material de adição da solda. Nestas partes a espessura foi aumentada em 1 mm em relação a placa de base que são 1 e 3 mm.

Os espaçadores foram construídos de latão e possuem um parafuso que passa no centro dos mesmos para realizar a fixação da parte superior da caixa às vigas em U, de forma a aumentar sua rigidez.

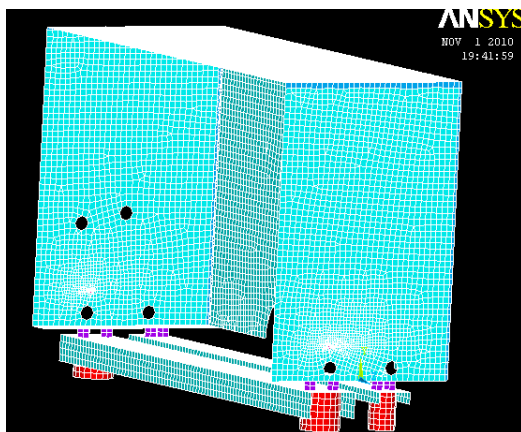
A densidade utilizada no material dos cilindros de apoio da base é um dado experimental e foi calculado considerando o volume e a massa dos cilindros. A Tabela 1 mostra um resumo dos valores de densidade e módulo de elasticidade utilizados para o modelo numérico. Estes dados foram modificados e otimizados até que o erro entre as frequências experimentais e numéricas fossem mínimas.

**Tabela 1 – Dados utilizados no modelo da caixa.**

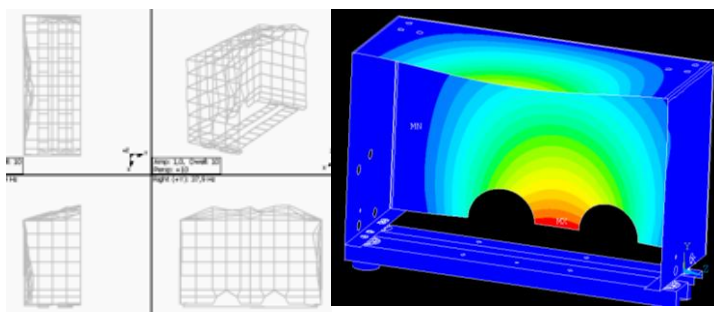
Área	Módulo de elasticidade	Densidade
Placas	220 GPa	7860 Kg/m <sup>3</sup>
Solda	280 GPa	7860 Kg/m <sup>3</sup>
Espaçadores	600 GPa	5000 Kg/m <sup>3</sup>
Cilindros Base	600 GPa	7860 Kg/m <sup>3</sup>

A Figura 63 mostra o modelo numérico da caixa. Utilizando os dados da Tabela 1, foi realizada a análise modal numérica considerando a base dos cilindros fixas, ou seja, com todos os graus de liberdade fixos.

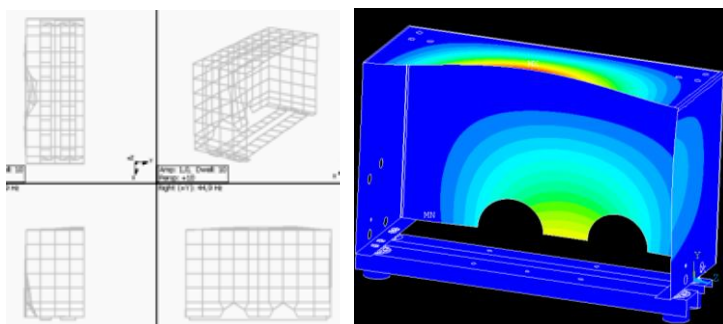
Os primeiros modos de vibração do modelo experimental e numérico foram comparados e as Figuras 64, 65 e 66 mostram os primeiros três modos de vibração comparando os resultados experimental e numérico. Os modos possuem coerência até o décimo modo, na frequência de aproximadamente 155 Hz. Após esta frequência os modos se tornam muito complexos e o modelo experimental não possui resolução para apresentar de forma correta as formas modais.



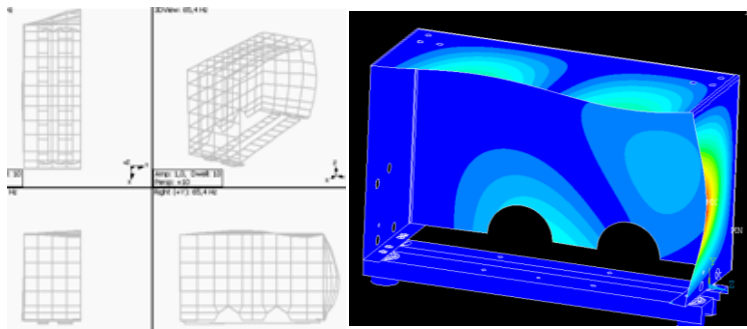
**Figura 63 – Modelo da caixa em elementos finitos.**



**Figura 64 – Forma modal da primeira frequência de ressonância 33Hz.**



**Figura 65 – Segundo modo de vibração, 40 Hz.**



**Figura 66 – Terceiro modo de vibração, 72 Hz.**

A comparação das frequências de ressonância até o décimo modo é mostrada na Tabela 2.

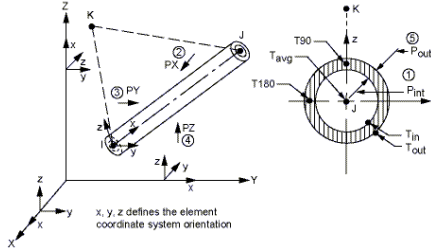
**Tabela 2 – Comparação frequências de ressonância numérica e experimental.**

Modo	Freq. Numérica	Freq. Experimental	Erro (%)
1	33,2 Hz	31,1 Hz	6,3
2	40,4 Hz	44,9 Hz	11,1
3	72,4 Hz	65,4 Hz	9,7
4	82,2 Hz	81,3 Hz	1,1
5	89,4 Hz	88,8 Hz	0,6
6	91,3 Hz	91,9 Hz	0,7
7	120,5 Hz	118,0 Hz	2,1
8	144,5 Hz	143,0 Hz	1,1
9	151,6 Hz	151,0 Hz	0,4
10	154,7 Hz	157,0 Hz	1,5

Verificam-se erros de até 11% na comparação entre o modelo numérico e experimental com a melhor configuração de ajuste dos módulos de elasticidade, densidade e espessura, apresentados na Tabela 1.

Para melhorar a coerência dos resultados decidiu-se também realizar um ajuste do modelo de elementos finitos completo, considerando a barra circular e a mola. Compararam-se as funções de transferência desde o ponto de excitação no centro da barra circular até as laterais, onde a barra é conectada à caixa numérico e experimental.

Para representar a barra circular foram utilizados elementos do tipo PIPE16, Figura 67, este é um elemento de compressão com capacidade de flexão e torção e que possui seis graus de liberdade em dois nós, sendo baseado no elemento de viga 3-D (BEAM4).



**Figura 67 – Elemento PIPE16.**

Os dados de entrada são o diâmetro externo e a espessura do tubo. Como a barra utilizada é maciça, com 5 mm de diâmetro, a espessura usada é o raio da mesa. A densidade utilizada é de  $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$  medida experimentalmente e o módulo de elasticidade utilizado é  $E = 230 \text{ GPa}$ .

Para fixar a barra circular à mola e posteriormente à base da caixa existe um cubo com massa de 59.8 g que foi considerado como uma massa concentrada, elemento tipo MASS21, bem no centro do barra circular. A mola é fixa à base da caixa por um parafuso M5.

A mola foi representada por um elemento COMBIN14, considerando somente rigidez na direção longitudinal da mola, direção de aplicação da força. O valor da rigidez utilizado foi obtido experimentalmente, conforme mostra a Figura 68, utilizando uma massa conhecida de 571,1 gr e impactando este sistema de um grau de liberdade, obtém-se o valor da frequência de ressonância deste sistema.

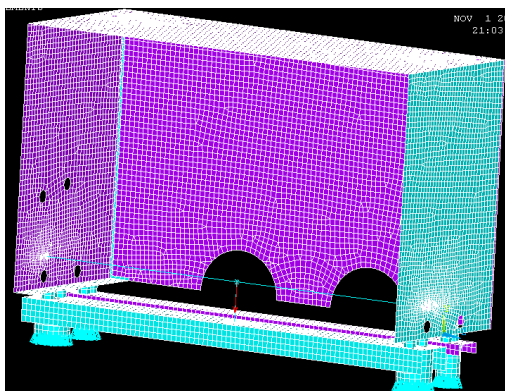
A frequência de ressonância é 35 Hz e, conforme a Equação (4.2) a rigidez longitudinal desta mola é  $27.619 \text{ Kg/s}^2$ .

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}}. \quad (4.2)$$



**Figura 68 – Experimento para calcular a rigidez longitudinal da mola.**

Com estes dados o modelo numérico está completo, Figura 69, e o ajuste pode ser finalizado utilizando uma análise harmônica. A força foi aplicada no centro da barra circular, com amplitude de 1N em todas as frequências e a resposta medida nos pontos de acoplamento com a caixa foram comparados com os valores experimentais. Os valores de densidade e módulo de elasticidade foram modificados até que a resposta nestes pontos representasse o sistema de forma aceitável.



**Figura 69 – Modelo numérico completo.**

O elemento do tipo PIPE usado para representar a barra circular e o elemento COMBIN usado para representar a mola se conectam em apenas um nó das placas, o que não representa bem a realidade, já que a barra possui 5 mm de diâmetro e base da mola 12 mm. Para minimizar este erro, foram criadas áreas com os diâmetros descritos anteriormente

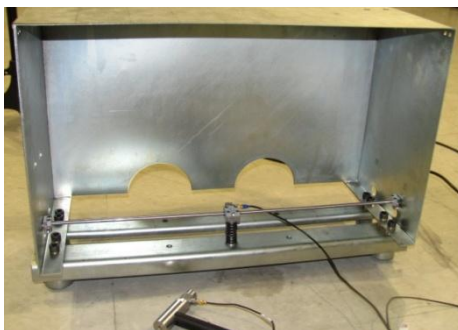
nos pontos de acoplamento onde a espessura, o módulo de elasticidade e a densidade foram aumentados de tal forma que toda esta área se mova rigidamente juntamente com o nó central.

Os novos módulos de elasticidade e densidade que foram utilizados no modelo, determinados a partir do ajuste do modelo, são os mostrados na Tabela 3.

**Tabela 3 – Novos dados utilizados no modelo da caixa.**

Área	Módulo de elasticidade	Densidade
Placas	250 GPa	7860 Kg/m <sup>3</sup>
Solda	300 GPa	7861 Kg/m <sup>3</sup>
Espaçadores	700 GPa	5000 Kg/m <sup>3</sup>
Cilindros Base	700 GPa	7800 Kg/m <sup>3</sup>
Áreas Acoplamento	700 GPa	8860 Kg/m <sup>3</sup>

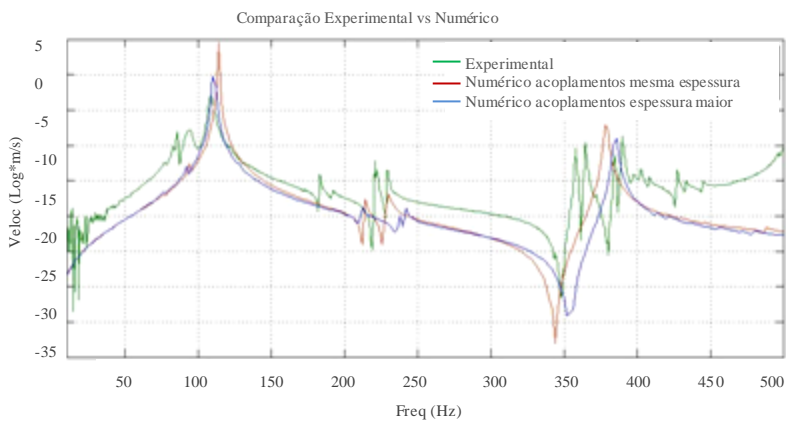
Os dados experimentais utilizados para ajustar o modelo numérico foram medidos com um martelo de impactação. Neste experimento a força foi aplicada no centro da barra circular, da mesma forma que na análise harmônica conforme mostrado na Figura 70 e a resposta medida nos pontos de acoplamento com a estrutura receptora, ao mesmo tempo também os dados de pressão sonora foram medidos.



**Figura 70 – Medição dos dados experimentais utilizados para ajuste do modelo numérico.**

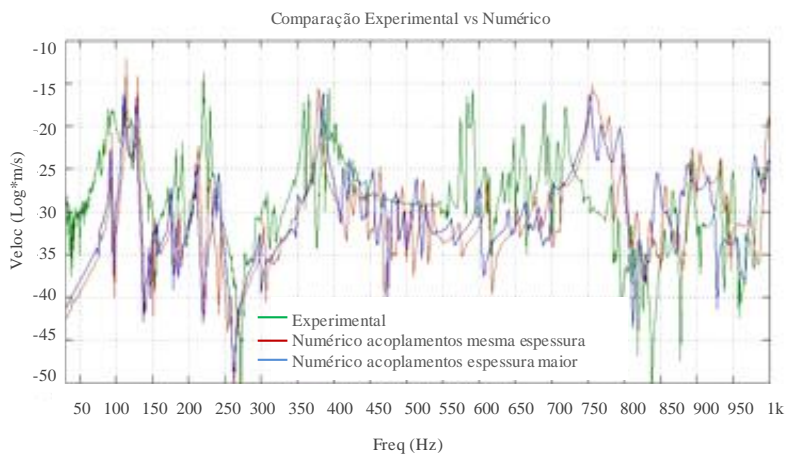
Os resultados em algumas das posições e direções são mostrados a seguir. A Figura 71 mostra a comparação do deslocamento no centro

da barra circular do modelo real e do modelo numérico com e sem a representação dos acoplamentos com espessura e material diferentes.



**Figura 71 – Comparação do deslocamento no centro da barra circular do modelo real versus modelo numérico.**

Pode-se verificar uma boa coerência dos modelos real e numérico neste ponto. A Figura 72 mostra esta mesma comparação para a lateral esquerda da caixa.



**Figura 72 – Comparação do deslocamento na lateral esquerda da caixa do modelo real versus modelo numérico**

Por se tratar de chapas finas, de 1 mm de espessura, com fator de amortecimento de 0.003 e comprimentos de até 500 mm, verifica-se que o número de modos a partir de 250 Hz é bem elevado e a coerência de todas as frequências de ressonância se torna bastante difícil, portanto se ajustou o modelo de forma que o formato da curva dos deslocamentos nos pontos de acoplamento se aproximassem da melhor forma do modelo real medido com o martelo de impactação.

A partir do modelo numérico ajustado iniciou-se a metodologia para auralização deste sistema vibroacústico. Primeiramente foram calculadas as mobilidades de transferência desde o centro da barra circular até os pontos de acoplamento nas placas da caixa e posteriormente a irradiação sonora da caixa até o ponto definido como ouvinte, a 1 m da caixa. O Item 4.4 mostra como as mobilidades na caixa foram medidas, considerando cada grau de liberdade acoplado independentemente, um de cada vez.

#### 4.4 CÁLCULO E AVALIAÇÃO DOS CAMINHOS

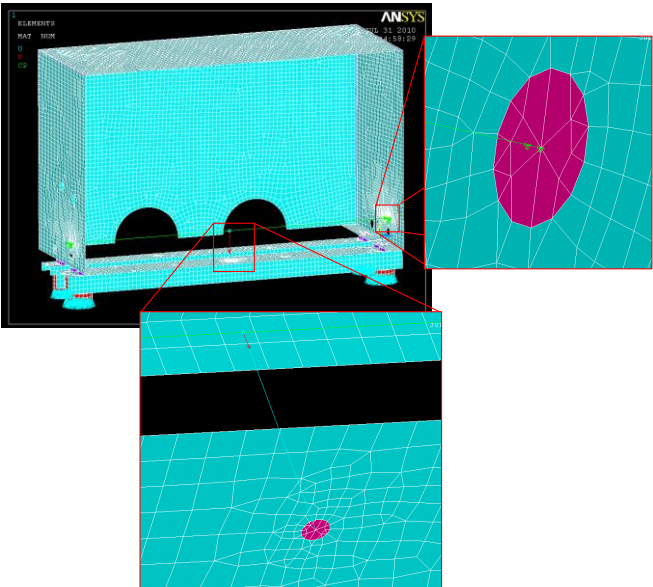
Para calcular a contribuição de cada grau de liberdade dos caminhos das laterais, onde a viga é fixada as placas da caixa, de forma independente utilizou-se o comando CP do software comercial Ansys, que tem a função de definir ou modificar o acoplamento dos graus de liberdade entre os nós de uma malha. A Figura 73 mostra detalhes dos pontos de acoplamento da barra circular e mola com a caixa, e a força aplicada no centro da barra.

Para se obter todas as mobilidades desde o ponto em que a força foi aplicada até as laterais, considerando cada um dos graus de liberdade, foi criada uma macro, com todas as informações determinadas no ajuste do modelo, mais o comando CP. Nesta macro o acoplamento dos graus de liberdade dos nós entre a barra e as laterais são feitos de forma independente conforme mostra a Tabela 4.

Este procedimento foi repetido doze vezes, em cada caso somente um dos graus de liberdade era acoplado à placa da lateral e repetido até que todas as mobilidades da caixa nas duas laterais fossem determinadas. Para habilitar o grau de liberdade que estava sendo acoplado, apenas era retirado o sinal de exclamação no início da linha de comando. Na Tabela 4 a rotação em torno do eixo X para a lateral



direita, nó 4740 está habilitada para acoplar com o nó da barra, nó 16761 e a mobilidade referente a esta direção calculada.



**Figura 73 – Modelo do sistema vibroacústico completo.**

**Tabela 4 – Linhas de comando para acoplamento dos nós das laterais da caixa.**

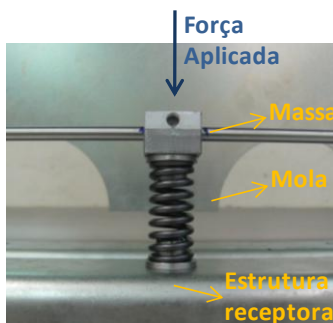
Lateral Direita	!CP,R5.0, 2, 1,UX , 4740, 16731,
	!CP,R5.0, 2, 2,UY , 4740, 16731,
	!CP,R5.0, 2, 3,UZ , 4740, 16731,
	CP,R5.0, 2, 4,ROTX, 4740, 16731,
	!CP,R5.0, 2, 5,ROTY, 4740, 16731,
	!CP,R5.0, 2, 6,ROTZ, 4740, 16731,
Lateral Esquerda	!CP,R5.0, 2, 7,UX , 13239, 16646,
	!CP,R5.0, 2, 8,UY , 13239, 16646,
	!CP,R5.0, 2, 9,UZ , 13239, 16646,
	!CP,R5.0, 2, 10,ROTX, 13239, 16646,
	!CP,R5.0, 2, 11,ROTY, 13239, 16646,
	!CP,R5.0, 2, 12,ROTZ, 13239, 16646,

Um modelo considerando todos os comandos CP habilitados foi comparado com o modelo completo, em que a viga é acoplada diretamente aos nós das placas laterais o que mostrou que não há diferenças entre os dois modos de acoplamento dos nós.

As próximas seções apresentam como cada um dos caminhos foi calculado.

#### 4.4.1 Caminho 1 – Base da caixa

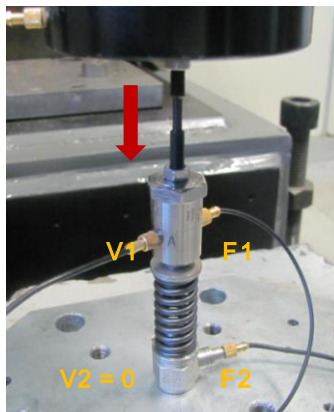
Este caminho é composto por uma massa que está ligada a uma mola e por fim à estrutura receptora que é a base caixa, conforme pode ser visto na Figura 74.



**Figura 74 – Caminho 1.**

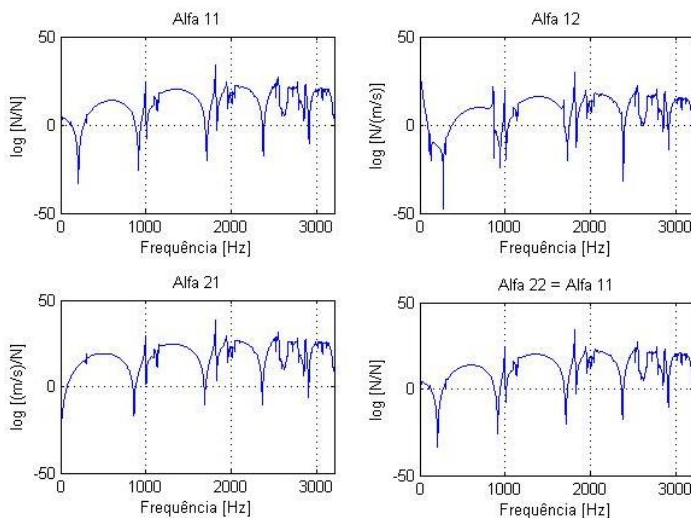
A metodologia utilizada para calcular este caminho é a apresentada na Seção 2.4.1, onde foi apresentada uma mola ligada entre duas estruturas.

Inicialmente, mediu-se a matriz quatro pólos da mola. Como esta mola é simétrica e linear, com uma medição pode-se calcular todos os coeficientes da matriz. Um dos lados é fixo rigidamente a uma base inercial e a força bloqueada é medida, conforme mostra a Figura 75. No outro lado uma força é aplicada com um excitador eletrodinâmico, a força e velocidade aplicadas neste ponto são medidas com uma cabeça de impedância.



**Figura 75 – Medição da matriz quatro pólos da mola.**

A Figura 76 mostra os coeficientes da matriz quatro pólos da mola utilizada com o intuito de se obter um modelo híbrido, estes dados experimentais serão utilizados no cálculo deste caminho.



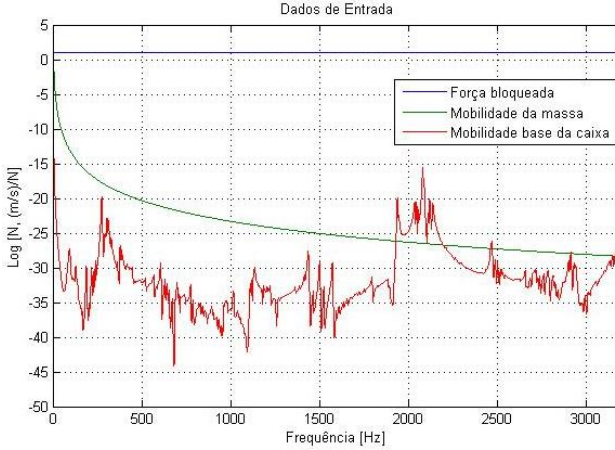
**Figura 76 – Coeficientes da matriz quatro pólos.**

Para calcular a força que será aplicada na estrutura receptora, a base da caixa, precisou-se determinar também as mobilidades da massa ligada acima da mola e da estrutura receptora:

$$\tilde{F}_2 = \frac{\tilde{F}_b \cdot \tilde{Y}_1}{\tilde{Y}_1(\alpha_{11} + \alpha_{12} \cdot \tilde{Y}_2) + \alpha_{21} + (\alpha_{22} \cdot \tilde{Y}_2)}. \quad (4.3)$$

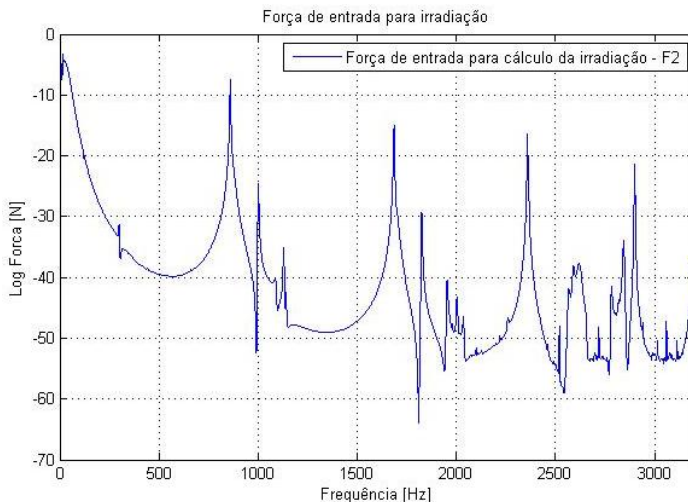
Considerando a massa por seus parâmetros concentrados a sua mobilidade é determinada por  $Y_m = -i/\omega m$ , conforme descrito na Seção 2.2.2, sendo que a sua massa é 59,8 g.

A mobilidade da estrutura receptora foi medida impactando a caixa no ponto de acoplamento da caixa e medindo a velocidade neste mesmo ponto. A força bloqueada é uma força de 1 N aplicada em todas as frequências, a Figura 77 mostra estes dados de entrada que serão utilizados para calcular a nova força aplicada na estrutura receptora devido à influência da mola.



**Figura 77 – Dados de entrada para calcular o novo valor de F2**

Com estes dados usa-se a Equação (4.3) para calcular o novo valor de F2, Figura 75, esta é a força que será utilizada como dado de entrada para calcular a irradiação sonora da caixa.



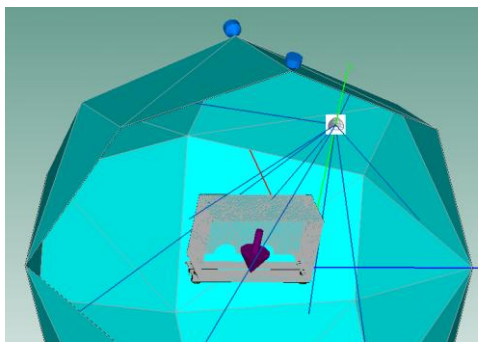
**Figura 78 – Novo valor de F2.**

Até então calculou-se o fluxo de energia desde o ponto de excitação, acima da mola, até a estrutura receptora, base da caixa. Agora é necessário calcular a irradiação sonora devido a esta excitação.

Através do software comercial VaOne calculou-se a irradiação da caixa utilizando uma força unitária no ponto de acoplamento. A pressão sonora é medida em uma esfera com 1 m de diâmetro e comparada com o valor real em dois pontos, marcados em azul na Figura 79, acima no centro da tampa e no centro 45° abaixo do ponto superior. Abaixo da base foi utilizado um plano infinito para representar as reflexões que ocorrem com o piso.

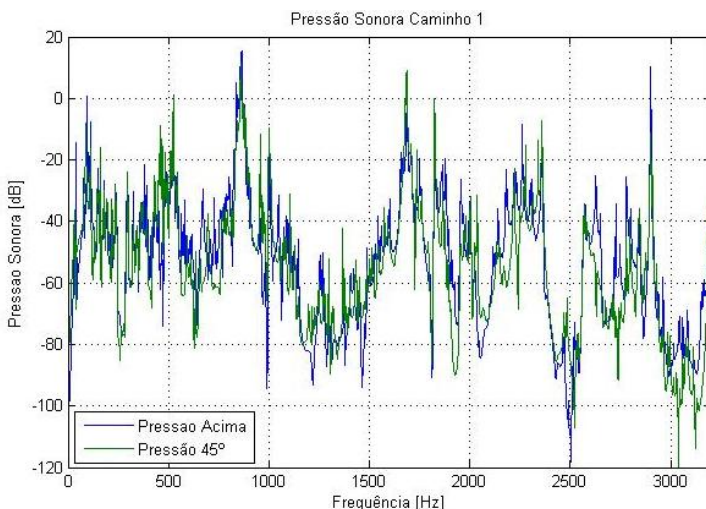
O modelo em elementos finitos utilizado no software VaOne foi importado juntamente com seus modos do software Ansys. Para calcular a irradiação sonora da caixa primeiramente foram criadas as faces em elementos de contorno sobre as faces em elementos finitos já existentes. Ao redor da caixa utilizou-se como fluido o ar em um campo livre e todas as faces, são conectados a este “BEM Fluid” criado no software VaOne.

O modelo BEM foi calculado somente uma vez, pois o software VaOne cria as funções de transferência desde as faces da estrutura até os pontos onde a pressão sonora é calculada e enquanto a estrutura do modelo não é modificada estas funções de transferência continuam sendo válidas necessitando somente calcular a resultante da resposta forçada para cada ponto onde a força é aplicada.



**Figura 79 – Cálculo da irradiação sonora para a base da caixa**

Após calculada a pressão sonora irradiada devido a uma força unitária e considerando o sistema com comportamento linear pode-se facilmente calcular o valor da nova pressão sonora irradiada pela caixa devido a força  $F_2$  calculada anteriormente, considerando a matriz quatro pólos da mola. A Figura 80 mostra o espectro da pressão sonora nos dois pontos marcados na Figura 79 devido à força  $F_2$ . A resposta impulsiva deste caminho será posteriormente convoluída com o sinal da fonte e a contribuição deste caminho no ruído total da caixa determinado.

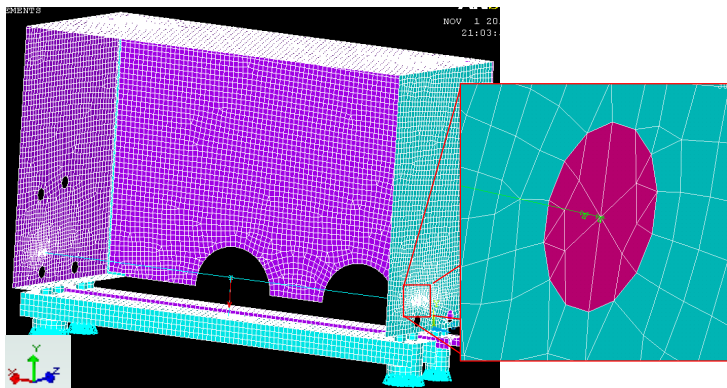


**Figura 80 – Pressão sonora irradiada devido ao caminho 1.**

#### 4.4.2 Caminho 2 – Lateral direita

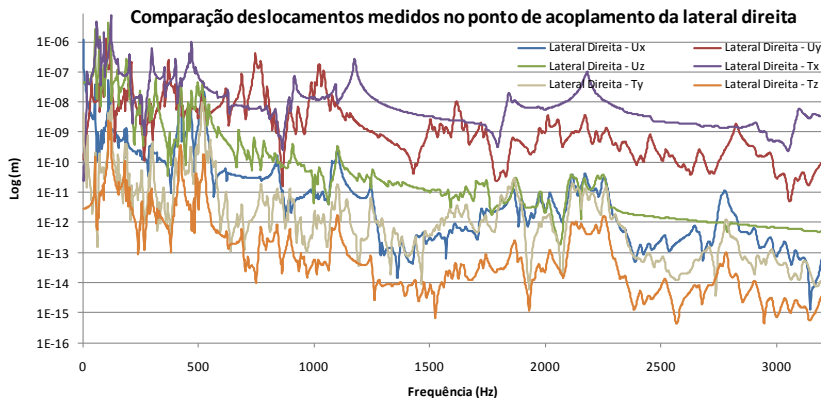
Este caminho é calculado totalmente de forma numérica e determinado pela mobilidade de transferência desde o centro da barra até a lateral da caixa e por sua irradiação sonora até os pontos onde a pressão sonora foi medida. Para este caminho bem como para o caminho 3 foi utilizado o comando CP do software comercial Ansys para acoplar de forma independente cada um dos graus de liberdade.

O primeiro passo a ser realizado é o cálculo da mobilidade de transferência utilizando o software Ansys. Para isso foi usado o modelo ajustado na seção anterior, aplicando uma força unitária no centro da barra, Figura 81 e calculando a velocidade no ponto de acoplamento na lateral direita da caixa, nó 4740. A forma como o nó é acoplado é também mostrado na Figura 81.



**Figura 81 – Acoplamento do nó lateral utilizando o comando CP.**

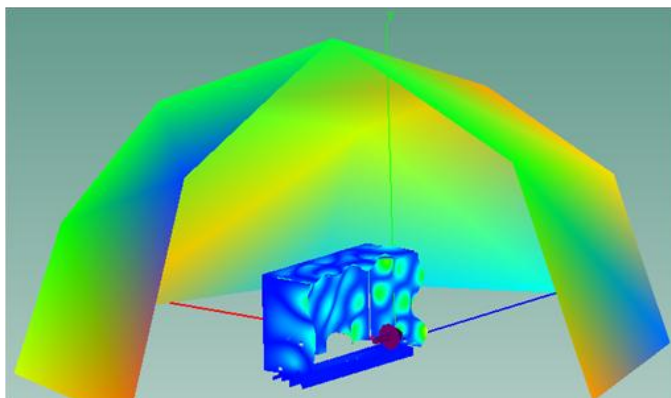
Este procedimento é realizado seis vezes. Em cada caso um grau de liberdade é considerado e sua mobilidade é calculada, este cálculo é realizado no software Ansys e demora cinco horas para rodar cada caso. A Figura 82 mostra os deslocamentos medidos no ponto de acoplamento para cada um dos graus de liberdade medidos independentemente.



**Figura 82 – Comparação deslocamentos no ponto de acoplamento na lateral direita.**

A partir destes dados pode-se verificar que as maiores amplitudes de vibração são encontradas no deslocamento na direção Y e na rotação em torno do eixo X, o que faz sentido, pois a força é aplicada na direção Y e, conseqüentemente, espera-se que o maior fluxo de energia ocorra nesta direção e quando a viga é deslocada nesta direção acaba rotacionando o ponto de acoplamento em torno do eixo X.

O próximo passo é medir a irradiação sonora no software comercial VaOne para cada uma das seis direções independentemente, cada caso leva quatro horas para rodar. O modelo utilizado é o mesmo usado no caminho 1. A diferença é que a posição de aplicação da força unitária é modificada para a lateral direita, conforme mostra a Figura 83.

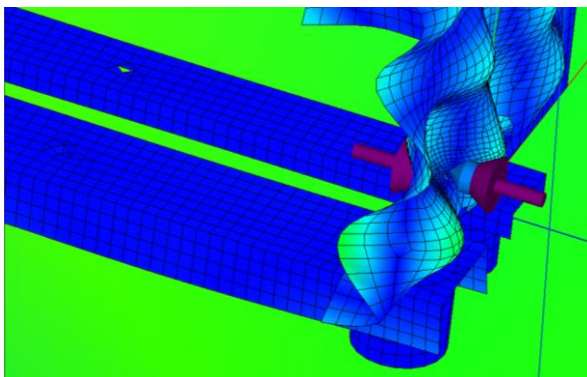


**Figura 83 – Cálculo da irradiação sonora para a lateral direita.**



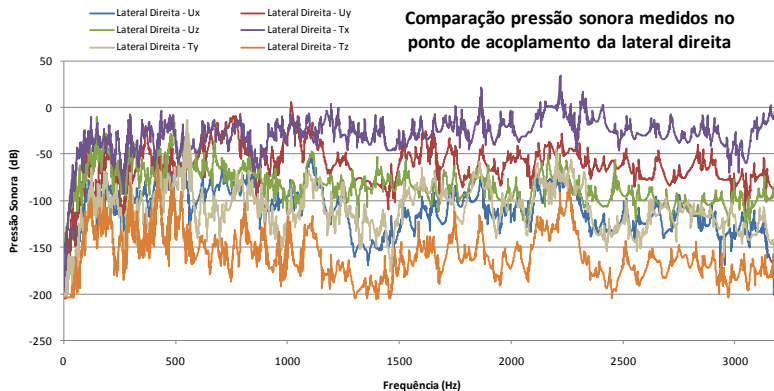
Tem-se, então, o valor da velocidade no ponto de acoplamento e a irradiação sonora devido a uma força unitária aplicada também no ponto de acoplamento. Para as três direções transversais somente foi modificada a direção de aplicação da força e o cálculo da nova pressão sonora calculada.

Como o software VaOne não possui a opção de aplicar rotações aos nós em sistemas determinísticos, foram aplicadas duas forças iguais mas com direções opostas espaçadas a uma distância igual ao raio da barra circular. Como esta área possui uma rigidez elevada, o nó do centro rotaciona em torno da direção em que as forças foram aplicadas. A Figura 84 mostra um exemplo considerando a rotação em torno do eixo X.



**Figura 84 – Forma como a rotação foi aplicada no modelo numérico.**

Acoplando os dois modelos, usando a velocidade calculada no software Ansys devido a uma força unitária aplicada no centro da barra ao modelo de irradiação sonora, calculado no software VaOne, obtém-se o novo valor da irradiação sonora. A Figura 85 mostra a pressão sonora no ponto considerado à 45° da posição central superior.



**Figura 85 – Irradiação sonora do caminho 2 para cada um dos graus de liberdade**

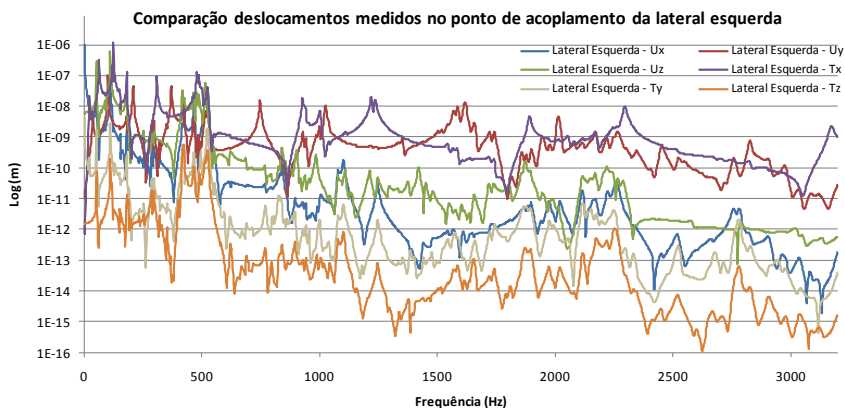
Estes valores representam o caminho 2 e todos serão convoluídos com o sinal da fonte para determinar sua contribuição no ruído total irradiado pelo sistema vibroacústico.

#### 4.4.3 Caminho 3 – Lateral esquerda

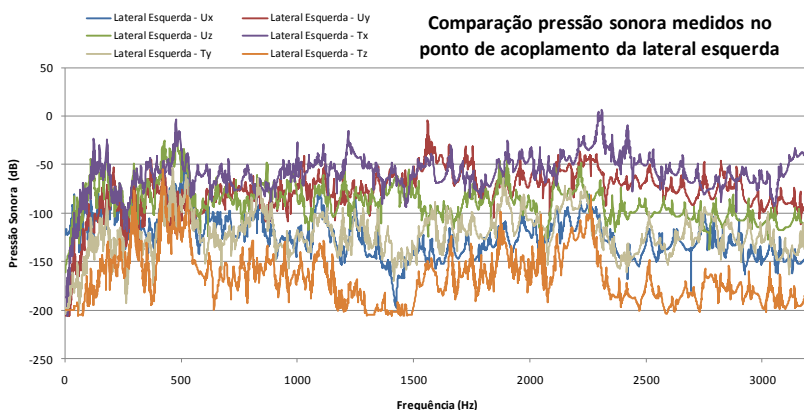
Este caminho é calculado da mesma forma que o caminho 2. Primeiro são calculadas as velocidades de saída no ponto de acoplamento no Ansys. A Figura 86 mostra os deslocamentos no ponto de acoplamento na lateral direita, nó 13239, devido a uma força unitária aplicada no centro da barra circular.

Nesta lateral vemos o mesmo comportamento que ocorre na lateral direita, com os valores de Uy e Tx mais elevados que os demais, principalmente nas frequências mais altas, mas a vibração é um pouco mais baixa devido a sua massa mais elevada.

Depois de calculadas estas funções de transferência, calculamos a irradiação sonora para cada uma das direções, tanto nas direções transversais quanto rotações. A Figura 87 mostra os autoespectros da pressão sonora devido a velocidade calculada no Ansys no ponto considerado à 45° da posição central superior.



**Figura 86 – Comparação deslocamentos no ponto de acoplamento na lateral esquerda.**



**Figura 87 – Irradiação sonora do caminho 2 para cada um dos graus de liberdade.**

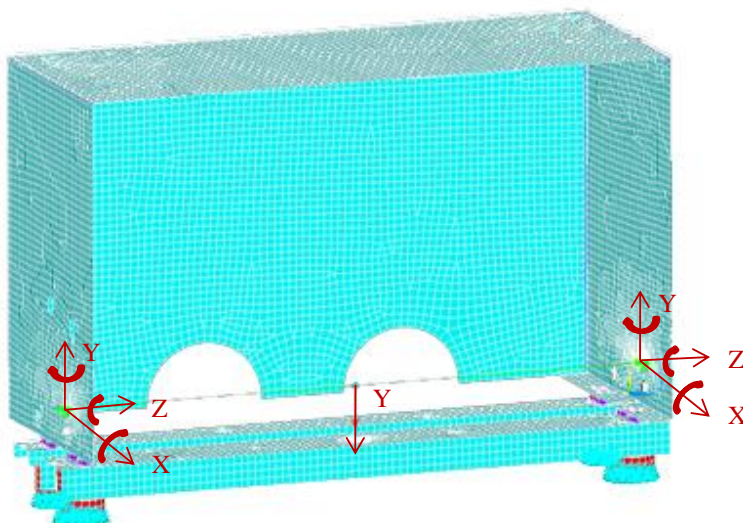
Cada um destes autospectros de pressão sonora apresentados para cada um dos caminhos de transferência e direção se referem a filtros que representam o sistema vibroacústico e que serão convoluídos com o sinal da fonte para determinar sua contribuição no ruído total irradiado pelo sistema.

O próximo capítulo irá apresentar como o processo para convolução das respostas impulsivas dos caminhos pela excitação foi realizado e as contribuições dos graus de liberdade são apresentados.



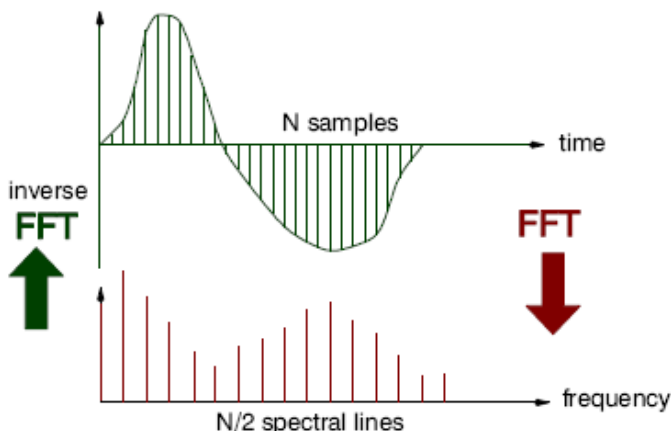
## 5 EFEITO DA REDUÇÃO DOS GRAUS DE LIBERDADE NOS ACOPLAMENTOS

A partir dos dados medidos, que representam a resposta impulsiva do sistema, podemos agora calcular a contribuição de cada caminho e determinar qual grau de liberdade mais influi no ruído total irradiado pelo sistema quando este é excitado por uma fonte no centro da barra circular. A Figura 88 mostra, em resumo, os caminhos e os graus de liberdade considerados.



**Figura 88 – Graus de liberdade medidos nos caminhos do sistema.**

Para realizar a convolução primeiramente é necessário transformar os sinais do domínio da frequência para o domínio do tempo, obtendo assim a resposta impulsiva de cada função de transferência, para isso usamos a função inversa da Transformada de Fourier ou *Fast Fourier Transform* (FFT) que é um algoritmo capaz de determinar o espectro de frequência de uma amostra discretizada de um sinal no tempo e de forma inversa transforma um sinal discretizado do domínio da frequência para o domínio do tempo, chamado de IFFT, a Figura 89 mostra de forma exemplificada como é realizada a Transformada de Fourier.



**Figura 89 – Representação da Transformada de Fourier, FFT e IFFT**

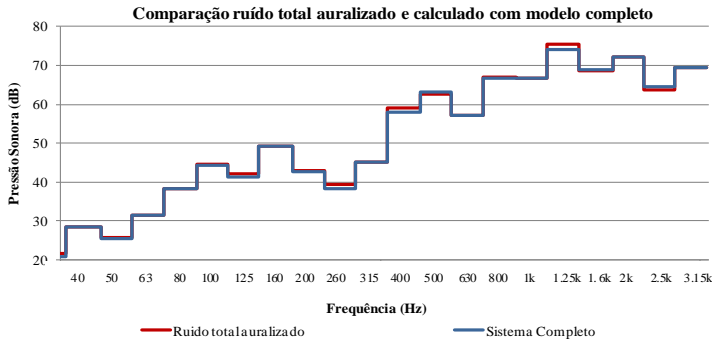
Os espectros calculados possuem 1600 linhas espectrais contendo informação de amplitude e fase, medidos até uma frequência de 3200 Hz, com a frequência variando de 2 em 2 Hz com isso tem-se apenas 3200 pontos no domínio do tempo resultando no total de aproximadamente 0,5 s de ruído. Para aumentar o tempo de ruído antes de passar estes sinais para o domínio do tempo fez-se uma reamostragem do sinal, ou seja, criou-se mais um ponto entre os dois valores já existentes através da técnica de interpolação, dobrando o número de linhas espectrais e aumentando o número de amostras no domínio do tempo.

Uma informação importante sobre a Transformada de Fourier é que necessitamos  $2^n$  amostras para que o sinal no domínio do tempo seja real, após a reamostragem do sinal obtiveram-se 3200 linhas espectrais que não é um múltiplo, para resolver este problema o restante do vetor foi preenchido com zeros até se obter 4096 linhas que representa  $2^{12}$ , obtendo assim, no domínio do tempo 8192 amostras com valores reais de amplitude, representando 1 s de tempo de ruído.

O sinal da excitação precisa ter a mesma frequência de amostragem para poder ser convoluída com as respostas impulsivas calculadas anteriormente, podendo ter um número de amostras mais elevado, ou seja, o sinal da excitação possui 81920 amostras possibilitando obter 10 s de ruído após a convolução.

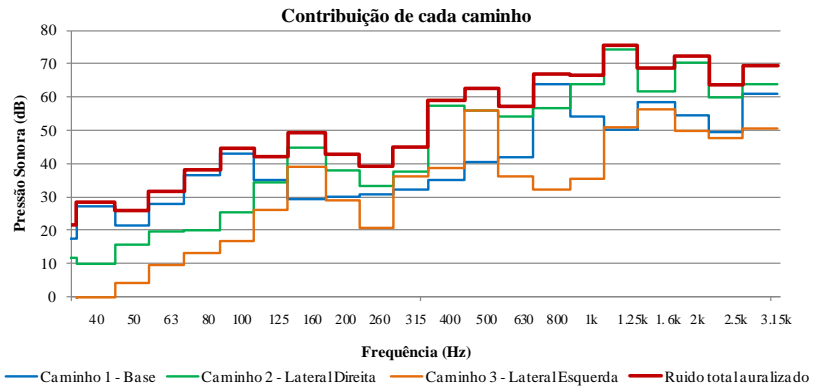
Realizada a convolução de cada um dos caminhos e graus de liberdade inicia-se a comparação dos resultados calculados, para isso os dados são transformados novamente para o domínio da frequência e comparados em gráficos de 1/3 de oitava.

Primeiramente o valor da pressão sonora irradiada pelo sistema, calculado diretamente no software VaOne com o sistema completo é comparado com os valores calculados com o processo de auralização apresentado. A Figura 90 mostra esta comparação.



**Figura 90 – Comparação sistema completo e auralizado**

Pode-se verificar que o modelo auralizado representa de forma coerente o modelo numérico quando o sistema completo é calculado com o software VaOne.

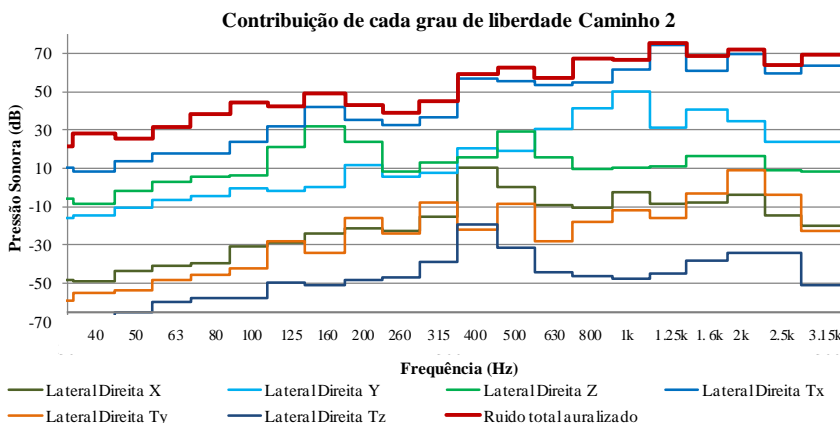


**Figura 91 – Contribuição de cada caminho no ruído total do sistema.**

A Figura 91 mostra a contribuição de cada um dos caminhos no ruído total do sistema, pode-se verificar que não há um caminho com predominância em todas as bandas, sendo variável conforme a frequência. Até a banda de 100 Hz o fluxo de energia vibratória que passa pela mola é o que mais influencia no ruído total do sistema enquanto que, por exemplo a partir de 1 kHz o fluxo de energia que passa pela lateral direita do sistema possui predominância.

De uma forma geral o caminho 1 tem maior contribuição no ruído total até a banda de 100 Hz e também nas bandas onde a base da caixa possui ressonâncias, como 800 e 3150 Hz. O caminho 2 é o que mais influencia no ruído total do sistema a partir da banda de 100 Hz, devido à alta densidade modal da placas.

Como se deseja saber se é possível calcular o ruído do sistema desconsiderando alguns graus de liberdade, primeiramente é necessário identificar quais direções possuem maior influência no cálculo do ruído total. A Figura 92 mostra todas as contribuições para o caminho 2, que passa pela barra circular, lateral direita da caixa até um ponto bem acima no centro da caixa.



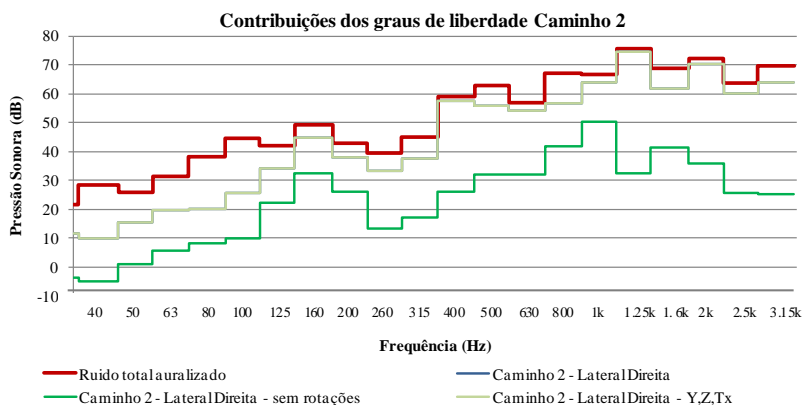
**Figura 92 – Contribuição de cada grau de liberdade para o caminho 2 – Lateral Direita.**

Analisando os espectros da Figura 92 verifica-se que os caminhos que mais contribuem para o ruído total são as translações nas direções Y e Z e a rotação em torno do eixo X. A energia vibratória que é transmitida quando o ponto de acoplamento rotaciona em torno de X é a



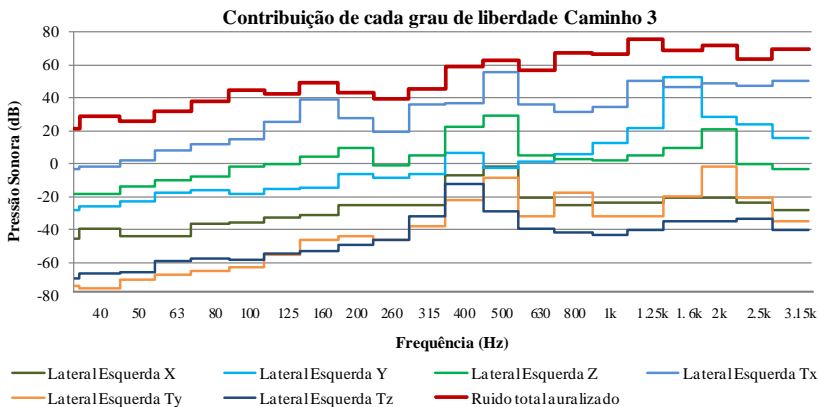
que mais contribui no ruído irradiado por este caminho, pois devido a este movimento ondas de flexão são geradas em todas as placas da caixa, facilitando irradiação sonora.

Na Figura 93 é apresentado o ruído deste caminho calculado considerando todos os graus de liberdade e somente estes três que mais contribuem no ruído irradiado. É possível verificar que praticamente não há diferenças entre estes dois espectros, bem diferente de quando retiramos as rotações para o cálculo deste caminho.



**Figura 93 – Cálculo da contribuição do caminho 2 considerando somente alguns graus de liberdade.**

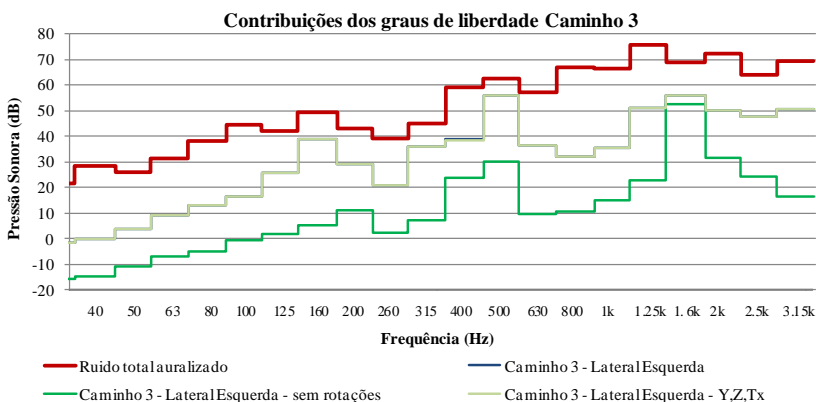
A mesma análise foi realizada para o caminho 3 que também passa pela barra circular que está fixa na lateral esquerda da caixa até um ponto bem acima do sistema. A Figura 94 mostra a contribuição de cada grau de liberdade no ruído total, da mesma forma que para o caminho 2 os principais componentes são as translações nas direções Y e Z e a rotação em torno do eixo X.



**Figura 94 – Contribuição de cada grau de liberdade para o caminho 3 – Lateral Esquerda.**

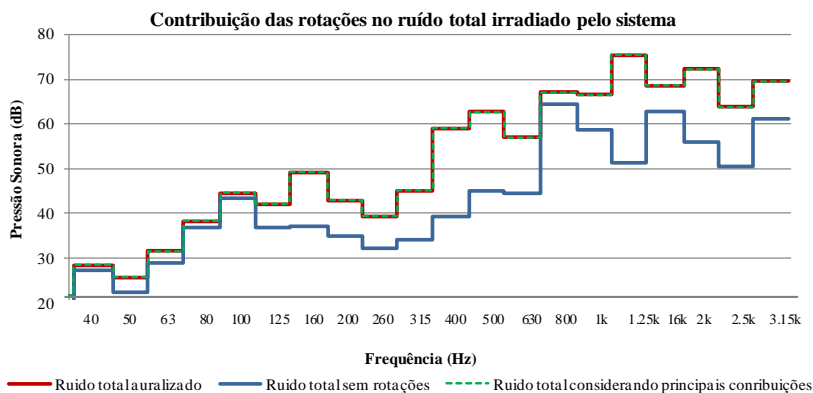
Pode-se verificar, na Figura 94, que as amplitudes de pressão sonora são mais baixas que os valores encontrados no caminho 2. A direção que mais contribui para a irradiação sonora dos caminhos 2 e 3 é a rotação em torno de X, como a lateral esquerda possui uma espessura maior, o fluxo da energia vibratória é dificultado em relação ao caminho 2 e, portanto, este caminho contribui menos no ruído total irradiado pelo sistema.

O cálculo considerando somente os graus de liberdade Y e Z e Tx e desconsiderando todas as rotações também foram realizados para este caminho. A Figura 95 mostra estas comparações



**Figura 95 Cálculo da contribuição do caminho 3.**

Geralmente quando pensamos em desconsiderar alguns graus de liberdade para o cálculo da contribuição dos caminhos, as rotações são as primeiras a serem desconsideradas, para este caso, caso a rotação em torno de X for desconsiderado o ruído total do sistema será totalmente diferente do real como pode ser visto na Figura 96.



**Figura 96 Contribuição das rotações no ruído total irradiado pelo sistema.**

A contribuição da rotação em torno de X é elevada neste sistema, pois a fonte utilizada excita o centro da barra na direção Y, causando nos pontos de acoplamento com as placas laterais, principalmente o movimento de translação na própria direção Y e com isso a rotação em torno de X, quando este movimento ocorre a barra circular acaba se deformando e a placa é puxada na direção do centro causando também o movimento na direção Z.

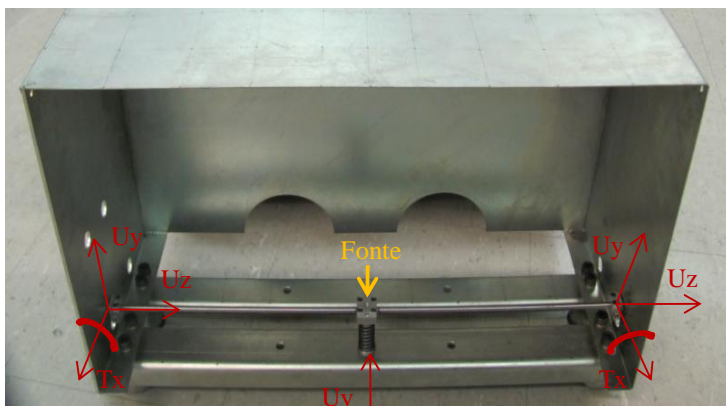


## 6 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

No sistema de refrigeração, ficou evidente a importância de outras fontes no ruído total, como a pulsação. A determinação das funções de transferência experimentais devem ser feitas de forma bastante cuidadosa, garantindo precisão de amplitude e fase em toda faixa de interesse.

Os alto falantes utilizados no desenvolvimento da fonte sonora, utilizada para calcular o caminho de radiação direta, são ineficientes em algumas bandas dentro da faixa de interesse. E por fim, a determinação das forças da fonte de excitação podem ser melhorada usando a nova bancada de forças com transdutores de força triaxiais.

O modelo simplificado auxiliou na determinação da influência na redução dos graus de liberdade no ruído auralizado, mostrando que, realmente pode-se representar o ruído irradiado por sistemas vibroacústicos considerando somente alguns graus de liberdade sem prejuízo no cálculo das contribuições de cada caminho e no ruído total irradiado, a Figura 97 mostra as direções que mais contribuem no ruído total irradiado pelo sistema vibroacústico simplificado apresentado.



**Figura 97 – Direções que mais contribuem no ruído irradiado pelo sistema.**

Entretanto é importante que, antes de definir quais graus de liberdade serão desconsiderados, se conheça bem a fonte e como ela está fixada à estrutura receptora. Observando ainda a Figura 92, verifica-se que, intuitivamente, pode-se definir quais graus de liberdade

possivelmente terão maior influência no ruído irradiado. Para sistemas complexos onde a fonte não possui somente uma direção de excitação é necessário desenvolver uma metodologia que possibilite a determinação, de forma rápida e fácil dos graus de liberdade nos acoplamentos com o sistema receptor. Isto provavelmente terão maior influência no ruído total irradiado.

A metodologia apresentada neste trabalho determina os principais graus de liberdade que influenciam no ruído total irradiado por este sistema vibroacústico simplificado, utiliza a divisão do sistema em vários subsistemas possibilitando que estes sejam substituídos de forma rápida. Assim, o ruído pode ser recalculado utilizando-se os novos valores das mobilidades dos subsistemas, que podem tanto ser experimentais, quanto numéricos. Estes novos dados são então convoluídos com o sinal da fonte de excitação e a contribuição do caminho novamente determinada.

É importante ressaltar que cada vez mais o conforto acústico está sendo levado em consideração para a definição da compra de produtos, portanto é interessante a continuação do estudo da auralização. Este trabalho teve o intuito de iniciar o desenvolvimento de uma metodologia para auralização de sistemas de refrigeração possibilitando, no futuro, um intercâmbio entre a indústria de compressores e a indústria de refrigeradores, linha branca, através da troca de informações de mobilidades e funções de transferência de refrigeradores, compressores e também a resposta impulsiva de várias salas ou cozinhas possibilitando a montagem do sistema de refrigeração totalmente virtual, podendo as partes serem modificadas e o ruído auralizado sem a necessidade de possuir o refrigerador fisicamente.

## 6.1 TRABALHOS FUTUROS

Como citado anteriormente é necessário criar uma metodologia capaz de pré-determinar de forma rápida e fácil quais graus de liberdade terão maior influência no ruído irradiado por sistemas vibroacústicos complexos. Os graus de liberdade que mais contribuem no ruído total do refrigerador são dependentes da forma como a excitação é aplicada ao sistema receptor.

Portanto, é interessante utilizar o sistema simplificado, que já se encontra modelado e ajustado. Que seja aplicada uma fonte de excitação primeiramente em duas direções ortogonais e posteriormente uma fonte

que excite a estrutura em uma direção qualquer, de tal forma que a estrutura receptora receba energia vibratória em todas as direções. Com este sistema simplificado determina-se a melhor metodologia para identificação dos possíveis graus de liberdade que mais influenciarão no ruído total irradiado, possivelmente através das mobilidades estruturais nos acoplamentos com o sistema receptor.

Outro aspecto importante a ser desenvolvido é a influência da supressão dos graus de liberdade em estruturas conectadas através de matrizes quatro pólos, neste trabalho foi considerada somente uma direção para o fluxo de energia vibratória através de uma matriz de quatro pólos.

Depois de desenvolvidas estas metodologias em modelos simplificados, aplicá-las em um sistema de refrigeração. Definidas as principais direções do fluxo de energia vibratória realizar a auralização dos caminhos, determinando de forma completa o ruído irradiado por um refrigerador. Para tanto é necessário desenvolver um novo dispositivo para medição da pulsação e determinar as propriedades dos materiais compostos usados nas paredes dos sistemas de refrigeração. Estas paredes são compostas por finas chapas de aço, externamente, e poliestireno, internamente, com uma espessa camada de poliuretano entre elas.

Para concluir, criar um banco de dados com mobilidades e funções de transferência de vários compressores, sistemas de refrigeração, respostas impulsivas de salas e as matrizes quatro pólos de diferentes tipos de amortecedores tornando possível a modificação do sistema de refrigeração totalmente de forma virtual.





## BIBLIOGRAFIA

ANDERSEN, K. S. **Analyzing Muffler Performance Using the Transfer Matrix Method**. Proceedings of the Comsol Conference. Hannover. 2008.

AUWERAER, V., MAS, H., DOM. P., VECCHIO, S., JANSSENS, A. **Transfer Path Analysis in the Critical Path of Vehicle Refinement: the Role of Fast, Hybrid and Operational Path Analysis**. LMS International. Belgica. 2007.

BAARS, E. **Fluxo de Potência Vibratória em Componentes Estruturais Tipo Barra e Vigas**. Dissertação - Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 1996.

BARBIERI, R., BARBIERI, N., LIMA, K. F. Application of the Galerkin-FEM and the Improved Four-pole Parameter Method to Predict Acoustic Performance of Expansion Chambers. **Journal of Sound and Vibration**,., 2004. 276:1101-1107.

BRUEL & KJAER. **Source Path Contribution - Type 7798**. Bruel & Kjaer. Dinamarca. 2006.

CREMER, L., HECKL, M., UNGAR, E. E. **Structure-borne Sound**. 2<sup>a</sup>. ed. Springer-Verlag: Berlim, 1988.

DEFANTI, T., DAWEA, G., SANDIN, D. J., SCHULZE, J. P., OTTO, P., GIRADO, J., KUESTER, F., SMARRA, L., RAOA, R. **The StarCAVE, a third-generation CAVE and Virtual Reality OptIPortal**. Future Generation Computer Systems., p. 25:169-178. 2009.

DICKENS, J. D. Dynamic Model of Vibration Isolator Under Static Load. **Journal of Sound and Vibration**,., 2000. 236(2):323-337.

DICKENS, J. D. Phase Velocity of Rubber Element in Vibration Isolator Under Static Load. **Journal of Sound and Vibration**,., 2000. 234(1):21-42.

DICKENS, J. D. Review of Methods to Dinamically Represent Vibration Isolators. **The Shock and Vibration Digest**,, 2002. 447-453.

DICKENS, J. D., NORWOOD, C. J. Universal Method to Measure Dynamic Performance of Vibration Isolators Under Static Load. **Journal of Sound and Vibration**,, 2000. 244(4):685-696.

DIETRICH, P., HOLLER, C., LIEVENS, M. Simulations and Auralizations of Basic One-dimensional Structure-borne Sound Sources Using Different Modeling Techniques. **Inter Noise**, Lisboa, 2010.

DIETRICH, P., VORLANDER, M. **Embraco Auralization Project - Final Report**. RWTH Aachen University, Institute for Technical Acoustics. Aachen. 2008.

FAHY, F. . W. J. **Fundamentals of Noise and Vibration**. 1<sup>a</sup>. ed. E & FN Spon: Nova York, 1998.

FAHY, F., GARDONIO, P.,. **Sound and Structural Vibration - Radiation, Transmission and Response**. 2<sup>a</sup>. ed. Reino Unido: Elsevier, 2007.

FAHY, F., WALKER, J. **Advanced Applications in Acoustics, Noise and Vibration**. 1<sup>a</sup>. ed. Spon Press: Reino Unido, 2004.

GENUIT, K. **Aplication of Binaural Transfer Path Analysis to Sound Quality Tasks**. Society of Automotive Engineers - HEAD Acoustic inc.. 1998.

GENUIT, K., BRAY, W. R. **A Virtual Car: Prediction of Sound and Vibration in an Interaction Simulation Environment**. Society of Automotive Engineers - HEAD Acoustic inc.. 2001.

GENUIT, K., POGGENBURG, J. **The Design of Vehicle Interior Noise Using Binaural Transfer Path Analysis**. Society of Automotive Engineers - HEAD Acoustic inc.. 1999.

GIBBS, B. M., PETERSON, B. A. T. Towards a Structure-borne Sound Sources Characterization. **Applied Acoustics**,, v. 61, p. 325-343, 2000.

HYNNA, P. **Vibrational Power Methods in Control of Sound and Vibration**. VTT Technical Research Centre of Finland. Finlândia. 2002.

IBÁÑEZ, D. E. S. **TPA Híbrido: Simulações e Medições Experimentais em Laboratório**. Dissertação. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2008.

JEROME, A. **Vibration Analysis of Connected Structures**. Dissertação - Imperial College of Science and Technology. Londres. 1980.

JUNIOR, A. C. L. F. **Auralização: Técnicas de Modelagem e Simulação Binaural de Ambientes Acústicos Virtuais**. Dissertação - Universidade Estadual de Campinas. Campinas. 2005.

LI, J., CUI, X., WANG, Z., MAK, C. M. Improved Method of the Four-pole Parameters for Calculating Transmission Loss on Acoustics Silence. **Journal of Information and Coupling Science**,, 2007. 2(1):61-65.

LIEVENS, M., DIETRICH, P. **Prediction of the Sound Radiation from a Plate Excited by a Structure-borne Sound Source**. Noise and Vibration: Emerging Methods. Oxford:. 2009.

LMS INTERNATIONAL. **Transfer Path Analysis: The quantification and Qualification of Vibro-acoustic Transfer Paths**. LMS International. Belgica. 1996.

MARQUES, V., JUNIOR, O., BAARS, E., DIETRICH, P. Noise Prediction Using Binaural Transfer Path Synthesis. **International Conference on Compressor and their Systems**, Londres, 2009.

MOLLOY, C. T. Use of Four-pole Parameters in Vibration Calculations. **The Journal of Acoustical Society of America**,, 1957. 29(7) : 842-853.

MONDOT, J. M., PETERSON B. A. T. Caracterization of Structure-borne Sound Sources: the Source Descriptor and the Coupling Function. **Journal of Sound and Vibration**,, 1987. 114(3): 507-518.

MOORHOUSE, A. Virtual Acoustic Prototypes: Listening to Machines that Don't Exist. **Australian Acoustic Society**, Busselton, 2005.

PADILHA, P. E. F. **Comparação de Técnicas de Análise de Caminhos de Transferência Vibroacústicos**. Dissertação. Universidade Federal de Campinas. Campinas. 2006.

PETERSON, B. A. T., PLUNT, J. On Effective Mobilities in the Prediction of Structure-borne Sound Transmission Between a Source and a Receiving Structure, Part I: Theoretical Background and Basic Experimental Studies. **Journal of Sound and Vibration**,., 1982. 82(4): 517-529.

PETERSON, B. A. T., PLUNT, J.. On Effective Mobilities in the Prediction of Structure-borne Sound Transmission Between a Source and a Receiving Structure, Part II: Procedures for the Estimation of Mobilities. **Journal of Sound and Vibration**,., 1982. 82(4): 531-540.

PORTELA, M. S. **Carcaterização de Fontes Sonoras e Aplicação na Auralização de Ambientes**. Dissertação - Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2008.

SOTTECK, R. **Description of Broadband Structure-borne Noise Transmission from the Powertrain Using Four-pole Parameters**. Euronoise. Tampere:. 2006.

SUTCLIFFE, A., GAULT, B., SHIN, J. **Presence, Memory and Interaction in Virtual Environments**. Human-computer Studies..., p. 62:307-327. 2005.

TOHYAMA, M., KOIKE, T. **Fundamentals of Acoustic Signal Processing**. 1ª. ed. Academic Press: San Diego, 1998.

VERHEIJ, J. **Multi-path Sound Transfer From Resiliently Mounted Shipboard Machinery**. PHD Dissertation, Institute of Applied Physics TNO-TH. Holanda. 1986.

VORLANDER, M. **Auralization - Fundamentals of Acoustics, Modelling, Simulation, Algorithms and Acoustic Virtual Reality**. 1ª. ed. Aachen: Springer, 2008.